

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM



**ПАРОВАЯ ТУРБИНА
К-160-130 ХТГЗ**



ПАРОВАЯ ТУРБИНА К-160-130 ХТГЗ

Под редакцией С. П. СОБОЛЕВА



МОСКВА «ЭНЕРГИЯ» 1980

ББК 31.363
П 18
УДК 621.165

ЭЛЕКТРОННО-ОПТИЧЕСКАЯ СХЕМА

ЭЛЕКТРОННО-ОПТИЧЕСКАЯ
СХЕМА

П 30303-374
051(01)-80 257-80.2303020100

© Издательство «Энергия», 1980.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Последние десятилетия характеризуются развитием тепловой энергетики в нашей стране за счет паровых турбин большой единичной мощности с промежуточным перегревом пара. Турбина К-160-130 — первый агрегат с промежуточным перегревом пара производства ХТГЗ им. С. М. Кирова. Десятки тепловых электростанций в Советском Союзе оборудованы этими турбинами. Ряд турбин находится в эксплуатации на зарубежных установках. Актуальное значение имеет изучение энергетиками турбоагрегата К-160-130. Коллектив авторов надеется, что предлагаемая книга поможет решению этой задачи.

В процессе освоения агрегата К-160-130 на заводе в большом объеме проводились опытно-исследовательские работы с участием авторов книги. Результаты этих исследований описаны в данной книге.

Учитывая опыт эксплуатации, турбина под-

вергалась нескольким модернизациям: переделаны проточная часть высокого давления и разделительная диафрагма; улучшена система охлаждения корпуса турбины в зоне промпарегрева, более жесткими выполнены элементы распределительного устройства парораспределения, выполнено охлаждение опорной плиты распределительного устройства. Эти мероприятия внедрены на всех турбинах, установленных на электростанциях.

Авторами книги являются: В. Ш. Акерман, В. А. Брагинский, М. М. Вольнский, Л. И. Гускиц, В. С. Зипченко, В. Н. Корнейко, В. Р. Лернер, А. В. Петров, М. И. Селятин, Г. А. Фракийский.

Титульный редактор и коллектив авторов приносят глубокую благодарность И. А. Шалобасову и С. Н. Вертелину за редактирование книги и доктору техн. наук, проф. Б. М. Трояновскому за ценные замечания.

Авторы

ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

БРОУ	— биметрическая редукционно-охлади- тельная установка	ПВД	— подогреватель высокого давления
БЩУ	— блочный пункт управления	ПНД	— подогреватель низкого давления
ВТИ	— Всесоюзный теплотехнический институт им. Ф. Э. Дзержинского	ППГ	— паропровод горячего промпарегрева
ГПЗ	— Главная паровая задвижка	ППХ	— паропровод холодного промпарегрева
ГСП	— Государственная система промышленных приборов и средств автоматизации	ПСУ	— приемно-сбросное устройство
ДООУ	— дроссельно-охлаждающее устройство	РВД	— ротор высокого давления
ДТР	— датчик температурного расширения	РНД	— ротор низкого давления
ЗЗ	— золотник защиты	РУСН	— распределительное устройство собствен- ных пучков
ЗРБ	— золотник регулятора безопасности	САР	— система автоматического регулирования
ЗРД	— золотник регулятора давления	ТЭТ	— термоэлектрический термометр
ЗРС	— золотник регулятора скорости	ХТГЗ	— Харьковский турбинный завод им. С. М. Кирова
КИПиА	— контрольно-измерительные приборы и автоматика	ЦВД	— цилиндр высокого давления
ЛМЗ	— Ленинградский металлический завод	ЦНД	— цилиндр низкого давления
МЗТ	— механизмы управления турбиной	ЦНИИТмаш	— Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения
ОРГРЭС	— Государственный трест по организации и рационализации районных электростан- ций и сетей	ЧВД	— часть высокого давления
ОРР	— устройство контроля относительного рас- ширения ротора	ЧСД	— часть среднего давления
ОСР	— осевой сдвиг ротора	ЧНД	— часть низкого давления
		МЭТС	— металлический электрический термометр сопротивления
		ТСР	— термометр сопротивления платиновый

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АГРЕГАТА И ТУРБОУСТАНОВКИ

1-1. Основные показатели турбины

Паровая конденсационная турбина К-160-130 номинальной мощностью 160 МВт и частотой вращения ротора 50 с⁻¹ предназначена для непосредственного привода генератора переменного тока. Турбина и генератор устанавливаются на железобетонном фундаменте.

Проект турбины выполнен в соответствии с ГОСТ 3618-58 «Турбины паровые стационарные на давление пара от 35 до 240 атм».

Турбина не имеет регулируемых отборов пара, работает совместно с конденсационным устройством, снабжена регенеративной установкой для подогрева питательной воды и установкой сетевых подогревателей (бойлеров) для обеспечения нужд теплофикации.

Основные технические характеристики турбины и параметры ее работы.

Номинальная мощность, МВт	160
Максимальная мощность, МВт	165
Давление свежего пара перед стояновым клапаном, МПа	12,7
Температура свежего пара перед стояновым клапаном, °С	565
Давление пара перед блоками клапанов промежуточного перегрева при номинальной мощности, МПа	2,8
Температура пара перед блоками клапанов промежуточного перегрева, °С	565
Температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, °С	12
Давление пара при входе в конденсатор при номинальной мощности, МПа	3,43
Расход охлаждающей воды, т/ч	20 812
Расход свежего пара при номинальной мощности, т/ч	457
Расход свежего пара при максимальной мощности, т/ч	516
Температура подогрева питательной воды при номинальной мощности, °С	229
Частота вращения ротора, с ⁻¹	50
Частота вращения ротора на вальцовочном, с ⁻¹	0,056

Тип парораспределения	Сопловое
Число цилиндров	2
Число выходов пара	2
Число ступеней в ЧВД	7
Число ступеней в ЧСД	8
Число ступеней в ЦНД	6×2
Число регенеративных отборов пара	7
Структурная формула схемы регенерации	5ПНД + Д + 3ПВД
Общая масса турбины (без конденсатора) с комплектующим оборудованием, т	420
Масса наиболее тяжелой части турбины для монтажа (нижняя половина ЦНД), т	66
Масса наиболее тяжелой части турбины для эксплуатации (верхняя половина ЦНД в собранном виде), т	30
Габариты турбины (без конденсатора), м:	
длина	14,44
высота (от отметки оборудования)	5,70
ширина (по балкуну ПНД)	6,48
Общая длина турбины, м, с генератором типа:	
ТВ2-150-2	27,30
ТВБ-165-2	26,76
ТВБ-200	24,83

Турбина предназначена для работы в блоке с котлом в двух вариантах: дубль-блоки с двумя прямоточными котлами типов ПК-24 и ПК-38 п моноблоки с барабанным котлом типов ТП-90, ТГМ-94 и ТП-92 (о работе турбины в блоке с котлом см. гл. 15).

В 1971 г. на основании исследований, проведенных ВНИТИ, ЦКТИ и ЦИИИТмаш, по уточнению фактических свойств металла котельных и паропроводных труб были снижены допускаемые напряжения для труб и все блоки с турбиной К-160-130 были переведены для работы при температурах свежего пара и пара после промежуточного перегрева 540°С.

Гарантийные удельные расходы тепла по турбоустановкам приведены в табл. 1-1. Вычисление гарантийных данных производится на основании расчета гарантийного режима работы турбины с отборами пара на регенера-

Таблица 1-1

Гарантийные показатели по удельному расходу тепла (нетто)

Модель турбины, генератора, МВт	Расход пара через стопорный клапан, т/ч	Температура подогрева питательной воды, °C	Удельный расход тепла, кДж/(кВт·ч) / kcal/(kW·h)			
			Турбины выпуска до 1957 г.		Турбины выпуска после 1957 г.	
			$t_0 = 450^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{шт}} = 650^{\circ}\text{C}$	$t_0 = 540^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{шт}} = 540^{\circ}\text{C}$	$t_0 = 560^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{шт}} = 560^{\circ}\text{C}$	$t_0 = 610^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{шт}} = 510^{\circ}\text{C}$
165	470	220,0	6343 (1986)	8423 (2015)	8107 (1961)	8276 (1980)
160	467	220,0	8372 (2003)	8452 (1998)	8290 (1957)	8306 (1957)
150	427	225,8	8402 (1986)	8361 (2029)	8321 (1974)	8331 (1833)
130	370	216,0	8483 (2018)	8515 (2037)	8289 (1983)	8366 (2012)
100	288,5	206,0	8640 (2007)	8724 (2037)	8485 (2000)	8485 (2030)

* t_0 — начальная температура пара.** $t_{\text{шт}}$ — температура пара после промежуточного.

Таблица 1-2

Технические данные турбогенераторов

Параметр	Тип турбогенератора		
	ТВ2-150-2	ТВ2-165-2	ТВ2-200
Генератор			
Номинальная мощность, МВт	150	160	200
Коэффициент мощности	0,9	0,85	0,85
Напряжение, кВ	18	18	15,75
Частота вращения ротора, с-1	30	30	30
Коэффициент полезного действия, %	98,60	98,63	98,60
Момент вращения ротора, т·м ²	30,0	17,5	25,0
Брашкороткий момент при коротком замыкании	10-кратный	8-кратный	10-кратный
Расход масла на смазку подшипников, м ³ /ч	18	18	36
Расход воды на газоохладитель, м ³ /ч	640	300	400
Общая масса турбогенератора, т	330,5	229,3	291,0
Масса ротора, т	58,0	24,6	47,8
Возбудитель			
Мощность, кВт	360	500	Ионное возбуждение
Напряжение, В	450	435	
Расход масла на подшипники, м ³ /ч	1,44	3,00	
Расход воды на воздухоохладитель, м ³ /ч	15	100	
Общая масса возбудителя, т	8	26	
Габариты турбогенератора, мм			
длина	14,52	13,96	12,63
высота (от отметки обслуживания)	3,22	2,97	3,07
ширина (по лямкам)	5,20	4,40	4,75

тивный подогрев питательной воды, с отключенными отборами пара на теплофикацию и общестанционные нужды, без добавки химически очищенной воды в паросиловый цикл, но с необходимым отбором части конденсата на уплотнения питательных насосов.

Турбина работает совместно с турбогенераторами типов ТВ2-150-2, ТВВ-165-2 и ТВВ-200. Применение того или иного типа генератора определяется разработчиком проекта электростанции. Технические данные турбогенераторов приведены в табл. 1-2.

Все турбогенераторы имеют систему смазки подшипников общую с турбиной. Система охлаждения газоохладителей и воздухоохладителей предусматривает подачу охлаждающей воды подьёмными насосами из напорных циркуляционных трубопроводов конденсатора.

1-2. Особенности различных тепловых схем

Турбоустановка характеризуется развитой тепловой схемой, выполненной по блочному принципу, т. е. без поперечных технологических связей между однотипными турбоагрегатами, установленными на одной электростанции.

При создании принципиальной тепловой схемы турбоагрегата в ее основу были заложены следующие граничные условия: а) давление в конденсаторе равно 3,43 кПа (0,035 кгс/см²); б) давление в деаэраторе составляет 0,588 МПа (6 кгс/см²); в) температура подогрева питательной воды, поступающей в котел, равна 229°C. Эти граничные условия определили тепловые перепады, приходящиеся на подогреватели низкого давления (ПНД) от конденсатора до деаэратора и высокого давления (ПВД) от деаэратора до котла. Исходя из распыляемого теплоперепада и возможного подогрева основного конденсата в каждом ПНД с точки зрения его конструктивного выполнения количество ПНД было принято равным четырем. По тем же соображениям количество ПВД принято равным трем. Деаэратор в схеме регенерации является самостоятельной ступенью подогрева, кроме выполнения своей основной функции — обескислороживания питательной воды. Таким образом, система регенерации турбоустановки предусматривает 8-ступенчатый подогрев конденсата в подогревателях и деаэраторе паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки представлена на рис. 1-1.

Свежий пар от котла двумя главными паропроводами 1 подводится к отдельно стоящему стопорному клапану 4, от которого по

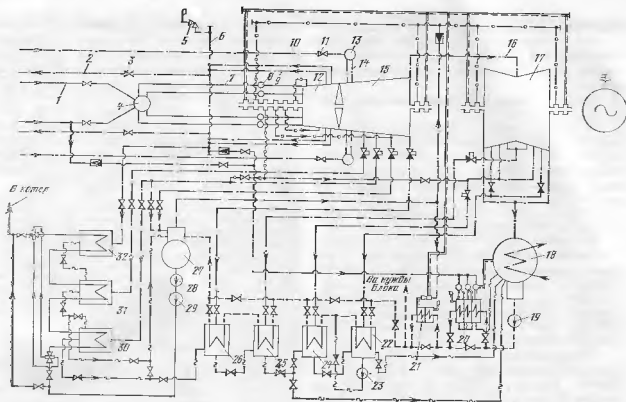


Рис. 1-1. Принципиальная тепловая схема турбины (первоначальная).

1 — паропровод свежего пара; 2 — паропровод «холодного» промперегрева к котлу; 3 — задвижка на паропроводе «холодного» промперегрева; 4, 5 — стопорный и предохранительный клапаны; 6 — коллектор «холодного» промперегрева; 7 — паропровод свежего пара от турбины; 8 — паропровод «горячего» промперегрева от котла; 9 — паропровод «холодного» промперегрева; 10 — блок клапанов промперегрева; 11 — задвижка на паропроводе «горячего» промперегрева; 12 — ЧВД; 13 — блок клапанов промперегрева; 14 — паропровод «горячего» промперегрева от блока клапанов к турбине; 15 — ЧВД; 16 — ресивер; 17 — ЦНД; 18 — конденсатор; 19 — конденсаторный насос; 20 — эжектор основной с охладителем; 21 — эжектор уплотняющий с охладителем; 22 — ПВД; 23 — сливной насос ПВД; 24—26 — ПВД; 27 — деаэратор; 28 — бустерный насос; 29 — питательный насос; 30 — ПВД; 31 — ПВД; 32 — ПВД.

четырем паропроводам 7 поступает к регулирующим клапанам 8 и от них — в часть высокого давления (ЧВД) 12. После ЧВД пар отводится на промежуточный перегрев четырьмя паропроводами 9, объединенными в общий коллектор 6, на котором установлены предохранительные клапаны 5. От коллектора пар по двум паропроводам «холодного» промперегрева 2, на которых установлены задвижки 3, направляется к промежуточному перегревателю котла.

После промперегревателя котла двумя паропроводами «горячего» промперегрева 10 пар подводится к двум отдельно стоящим блокам клапанов промперегрева 13, перед которыми установлены задвижки 11. От блоков клапанов по четырем переносным трубам пар подводится в часть среднего давления (ЧСД) 15. Части высокого и среднего давлений выполнены в одном цилиндре высокого давления (ПВД) и отделены друг от друга разделительной диафрагмой.

После ЧСД пар по ресиверу подводится к двухпоточному цилиндру низкого давления

(ЦНД) 17. Отработавший в турбине пар через выхлопной и переходной патрубки отводится в конденсатор.

На паропроводах отборов к подогревателям системы регенерации в непосредственной близости от точки отбора установлены обратные клапаны с гидравлической принудительной посадкой, предназначенные для предот-

Таблица 1-3
Характеристики нерегулируемых отборов пара

Потребитель пара	Параметры пара в месте отбора		Количество отбираемого пара, т/ч
	Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °С	
ПВД8	3,18(32,4)	375	19,1
ПВД7	2,07(21,1)	527	19,84
ПВД6	1,23(12,5)	451	16,35
Деаэратор	0,74(7,5)	384	11,389
ПВД4	0,45(4,6)	322	25,941
ПВД3	0,14(1,4)	200	11,736
ПВД2	0,071(0,72)	138	11,32
ПВД1	0,034(0,34)	80	19,782

вращения разгона ротора турбоагрегата обратным потоком пара при сбросе электрической нагрузки. Перед подогревателями на паропроводах установлены отключающие задвижки.

Данные о нерегулируемых отборах пара приведены в табл. 1-3.

Из конденсатора 18 сконденсировавшийся пар конденсатными насосами отводится в деаэратор 27 через охладитель пара основных эжекторов, охладитель пара эжектора уплотнений и подогреватели низкого давления. Из деаэратора бустерными, а затем питательными насосами вода через подогреватели высокого давления подается в котел.

Для собственных нужд блока часть основного конденсата после охладителя пара эжектора уплотнений отводится на уплотнения питательных насосов, охлаждение распределительного вала системы парораспределения турбины, гидроприводы обратных клапанов на отборах турбины, охлаждение дробеструйной очистки котла и т. п.

Подогреватели низкого давления по основному конденсату объединены в две группы: первая группа — ПНД1 23 и ПНД2 24, вторая группа — ПНД3 25 и ПНД4 26. Такое групповое объединение выполнено с целью уменьшения количества зазорной арматуры, устанавливаемой на трубопроводах основного конденсата, и упрощения обслуживания подогревателей.

В случае повреждения и последующего ремонта любого из ПНД группы производится отключение по основному конденсату, греющему пару и конденсату греющего пара всей группы. Схема отвода конденсата греющего пара (дренажа) из ПНД выполнена каскадной до ПНД1, из которого дренажи всех ПНД откачиваются сливными насосами 23 в линию основного конденсата за ПНД1. В работе всегда находится один сливной пассив, второй является резервным.

Предусмотрены аварийные отводы дренажа из ПНД3 в конденсатор при повреждении ПНД2 или ПНД1 и их последующем отключении; из ПНД1 через сифон в конденсатор при выходе из строя сливных насосов или обесточивании их приводных электродвигателей.

Регулирование уровня дренажа в каждом ПНД осуществляется регулирующим клапаном, управляемым электронным регулятором с помощью сервомотора колонки дистанционного управления (КДУ).

Питательная вода после деаэратора питательными насосами 29 прокачивается последовательно через ПВБ6 30—ПВБ8 32 и затем подается в котел. Для более полного использования тепла греющего пара и, следо-

вательно, повышения экономичности турбоустановки в каждом ПВД имеются специально выделенная зона снятия перегрева греющего пара (пароохладитель) и встроенный охладитель дренажа. В случае разрыва трубок или появления свищей в трубной системе любого из ПВД предусмотрено групповое автоматическое защитное устройство, передускающее питательную воду мимо всей группы ПВД. Одновременно отключаются все ПВД по пару и дренажу при помощи запорных задвижек на соответствующих трубопроводах.

На первых блоках турбин К-160-130 устанавливались подогреватели высокого давления с индивидуальной защитой. В случае выхода из строя любого ПВД предполагалось отключение подогревателя, байпасирование его с помощью специального колена и последующее включение в работу остальных подогревателей. Однако практикой было установлено, что установка и последующий демонтаж колена на питательном трубопроводе занимал больше времени, нежели ремонт вышедшего из строя ПВД. В связи с этим в последующих турбоустановках отказались от индивидуальной схемы защиты подогревателей и перешли на групповую, одновременно пересмотрев конструкцию самих ПВД.

Схема отвода дренажа из ПВД в деаэратор также каскадная. Регулирование уровня дренажа в каждом ПВД осуществляется регулирующим клапаном, управляемым электронным регулятором с помощью сервомотора КДУ. При снижении нагрузок турбины, когда давление в ПВД6 близко к давлению в деаэраторе, предусматривается возможность подачи дренажа из ПВД7 непосредственно в деаэратор, а из ПВД6 — в ПНД4.

Тепловая схема турбоагрегата предусматривается возможностью применения испарительной установки, предназначенной для восполнения потерь пара и конденсата в цикле. Ее наличие или отсутствие определяется выбором способа добычи конденсата в теплосиловой цикл электростанции. Для подавляющего большинства электростанций, на которых установлены турбины К-160-130, принят способ добычи химически очищенной водой непосредственно в конденсатор турбины, т. е. испарительная установка не предусматривается. По этой причине далее испарительная установка и схема ее подключения не рассматриваются.

Тепловая схема турбоагрегата предусматривает возможность применения установки сетевых подогревателей (бойлерной), предназначенных для снабжения потребностей горячей водой с температурой до 130°C для нужд теплоснабжения. Тепловая производительность бойлерной установки, равная $30,2 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч}$ (12 Гкал/ч), обеспечивается работой двух сетевых подогревателей — основного и пикового. Плавное и паром осуществляется на нерегулируемых отборах турбины. Необходимость бойлерной установки определяется конкретными климатическими условиями района расположения ТЭС.

В зависимости от местных климатических условий расположения ТЭС, наличия близлежащих промышленных предприятий, технологических нужд самой станции, влажности применяемого топлива, типа установленных котлов и т. д. возникает необходимость осуществлять дополнительные отборы пара из турбины сверх предусмотренных схемой на систему регенерации и теплофикацию. Наиболее характерными примерами дополнительных

схема регенерации низкого давления: был введен дополнительный ПНД5, работающий на паре с давлением 0,74 МПа, а питание деаэратора переведено только на пар третьего отбора давлением 1,23 МПа. Причем поверхность нагрева ПНД5 выбрана с таким расчетом, чтобы температура подогрева конденсата в нем не превышала 145-147°C и на долю деаэратора приходился достаточный температурный перепад, обеспечивающий надежную деаэрацию поступающих потоков.

4. На большинстве турбин неудовлетворительно работала схема отвода дренажа из подогревателей низкого давления. Предусмотренная ранее полная каскадная схема отвода дренажа замещена на комбинированную с установкой сливных насосов после ПНД4 и ПНД1. Теперь дренажи ПНД5 и ПНД4 откачиваются сливным насосом в линию основного конденсата за ПНД4, а дренажи ПНД3 — ПНД1 откачиваются своим сливным насосом в линию основного конденсата за ПНД1. Такое решение позволило повысить экономичность турбоустановки на 0,1%.

Нецелесообразно дублировать сливные насосы ПНД, поэтому устанавливается только по одному насосу у соответствующего подогревателя.

Недостаточное проходное сечение регулирующего клапана на дренажном трубопроводе из ПНД2 приводило к переполнению ПНД3 и ПНД4. Для обеспечения нормальной работы схемы клапан регулятора уровня на сливе дренажа из ПНД2 заменен гидрозапором. Для устойчивой работы которого применяется его предварительное заполнение.

5. Тепловая схема предусматривала наличие трех ПВД, питающихся паром 1-3-го отборов (см. рис. 1-1). В результате проведенных тепловых испытаний нескольких турбин было доказано, что коэффициенты полезности тепла 1-го и 2-го отборов равны. Известно, что в случае выполнения верхнего регенеративного отбора из паропровода «холодного» происходит нарушение соответствующего регенеративного подогревателя (в данном случае ПВД8) наиболее эффективно, если прирост теплоемкости воды в нем примерно на 80% больше, чем в предыдущих подогревателях. Приоритет же теплоемкостей в ПВД8 и ПВД7 практически одинаков, что сводило к 1-му коэффициенту 1-го отбора, о чем свидетельствует почти полное равенство коэффициентов ценности тепла пара 1-го и 2-го отборов. Поэтому на турбинах более поздних выпусков отказались от использования пара 2-го отбора и подключили ПВД7 по греющему пару к паропроводам «холодного» промперегрева (см. рис. 1-2).

Такое решение позволило повысить экономичность турбоустановки на 0,14%, ликвидировать дорогостоящие ПВД7 и паропровод греющего пара к нему, выполненные из легированных сталей. Кроме того, упростилась схема отвода дренажа из ПВД7-1 и ПВД7-2, а также схема отсоса паровоздушной смеси из группы ПВД.

6. На первых блоках с турбинами К-100-130 использовались три питательных насоса (два работающих, один резервный) типа ПЭ-320 180 производительностью по 320 м³/ч каждый при напоре 17,6 МПа, которые устанавливались совместно с бустерными насосами. При нагрузках 110-115 МВт и выше эксплуатации блока обеспечивалась одновременная работа двух питательных насосов, каждый из которых работал со значительной недогрузкой. Это, естественно, вызывало значительное увеличение удельного расхода электроэнергии на 1 т перекачанной воды вследствие снижения к. п. д. недогруженных насосов, усиление протечек в двух работающих насосах по сравнению с одним, снижение к. п. д. недогруженных на 40-50% природных электродвигателей насосов и увеличение потерь на дросселирование в питательных клапанах котла. Учитывая эти недостатки, на последующих блоках перешли к установке двух питательных насосов (основного и резервного) типа ПЭ-500 180, имеющих подачу, равную полному расходу питательной воды 500 м³/ч при напоре 17,6 МПа (без бустерного насоса). Замена питательных насосов позволила упростить и удешевить схему питательных трубопроводов и значительно уменьшить удельный расход электроэнергии.

7. Практика эксплуатации турбин показала, что установка дорогих и громоздких обратных клапанов и запорных задвижек на паропроводах вакуумных отборов турбины к ПНД1, ПНД2 и к основному бойлеру приводит к значительному подосу воздуха во фланцевых соединениях больших диаметров, что в свою очередь нарушает нормальный процесс теплообмена в регенеративных подогревателях и ухудшает вакуум в конденсаторе турбины. Проведенными расчетами установлено, что при частичном или полном сбросе паров из турбины попадание пара из ПНД1, ПНД2 и основного бойлера в проточную часть турбины не опасно как с точки зрения дополнительного повышения частоты вращения ротора (вследствие низкого потенциала пара), так и с точки зрения местного захламления обшивки цилиндра низкого давления. Учитывая эти обстоятельства, в тепловой схеме теперь не предусматривается установка обратных клапанов на паропроводах отборов к ПНД1, ПНД2 и к основному бойлеру, а

Таблица 1-5

Продолжение табл. 1-5

Вспомогательное оборудование

Оборудование	Тип	Количество на блок, шт
Котел: моноблок дубль 6 юк	ТП-90; ТГМ-94; ТП-92 ПК-24; ПК-38	1 2
Генератор	ТВ 2-150-2; ТВВ 165-2; ТТВ-200	1
Патисный насос: насос электродвигатель	ПЭ-320-180; ПЭ-500 180 АТЛ-3200; АТД-4000	3, 2 3, 2
Сетевые подогреватели (бойлерная)	50,2-10 ⁶ кДж/ч; 137,9 10 ⁶ кДж/ч	1
Эжектор уплотнений	ЭУ 2; ЭУ 6	1
Основной эжектор	ЭП-3-600-4; ЭП-3-700-1; ЭП-3-25/75	2
Пусковой эжектор конденсатора	ЭП-1-600-3; ЭП-1-1100-1; ЭП-1-80	1
Пусковой эжектор циркуляционной системы	ЭП-1-600 3; ЭП 1 1100-1; ЭП 1 80	1
Масляный фильтр	ФМ-200-1	2
Маслоохладитель	МО-53-4	3
Обратные клапаны на сборках:		
1 й	КОС-150; КОС-150-1	1
2 й	КОС-150-64; КОС-1 0 II	1
3 й	КОС-200; КОС 200 II; КОС-200-16M; КОС 250 II	1
4-й	КОС-200-1; КОС 300; КОС-300-1	1
5-й	КОС-200-1; КОС-300; КОС 300-1	1
6-й	КОС-400 (теплый); КОС 400ч I (теплый)	1, 2
7-й	Захлопка Д, 600	1, 2
8-й	Захлопка Д, 600	1
Предохранительный клапан	Д, 200/400	3
Импульсный клапан	Д, %	3
Конденсатор	К-9115; К-150 5115; К 9115M	1
Защитка на циркуляционной воде конденсатора:		
исход, отвод	30ч9254р Д, 1400	4
перемычка	30ч9253р Д, 1400	1
Подогреватели (ПНД):		
1	ПН-250 4; ПН-250-16-7-II X	1
2	ПН-250-5; ПН 250-5МА; ПН-250-1С 7 II	1
3	ПН-250-5; ПН-250 5МА; ПН-250-16-7-I	1
4	ПН-250 5; ПН-250-5МА; ПН-250 16-7-I	1
5	ПН 200-16-7-I	1

Оборудование	Тип	Количество на блок, шт
Подогреватели высокого давления (ПВД).		
6	ПВ-425 230 № 1; ПВ-425-230 13 ПВ 425-230 13M ПВ-425 230 № 2; ПВ 425-230-23; ПВ-425-230-35 ПВ-425 230 № 3; ПВ-425-230 35; ПВ-425 230-35M	1
7		1
8		1
Конденсатный насос: насос	12КВ 9х4 16КВ 11х4 АВ-114-4 АВ-114 4	3 2 3 2
электродвигатель		
Масляный пусковой насос: насос электродвигатель	8МС-7х5 А-102-6	1 1
Масляный резервный насос: насос электродвигатель	5ПДв А-72 4	1 1
Масляный аварийный насос: насос электродвигатель	5НТв 4ПДв ПН-205 П-62	1 1 1 1
Дренажный насос ПНД4		
насос: электродвигатель	6Кс 7х3 Кс 80 155 АО 93-2 АО 91-2	1 1 1 1
Дренажный насос ПНУ: насос электродвигатель	6Кс 7х3 Кс 80-155 АО 93-2 АО 91-2	2 1 2 1
Водяной фильтр	ФС-400 1	2

также запорную задвижку у ПНД1. Такое решение позволяло ускорить установку и повысить экономичность уменьшением гидравлических потерь в паропроводах и снижением подсосов воздуха в вакуумную систему.

В Схемой, представленной на рис. 111 предусмотрена также установка пусковых эжекторов, работающих на рециркуляционном паре из паропроводов свежего пара к турбине. Такая схема была неэкономичной, малонадежной, приводит к постоянному перерасходу топлива на электростанциях и

требования установки арматуры и паропроводов высокого давления.

В дальнейшем были созданы основные и пусковые эжекторы, предназначенные для работы на паре из деаэратора (рис. 1-2). Их применение позволило увеличить надежность и экономичность турбоустановки и блока в целом, сэкономить значительное количество толлинга, а также арматуру и паропроводы, изготавливаемые из высоколегированных сталей.

Перечень вспомогательного оборудования представлен в табл. 1-5.

1-3. Схема концевых уплотнений

Схема концевых уплотнений турбины (рис. 1-4) замкнутая, герметичная, без камбинов и вестовых труб. Это означает, что пар из уплотнений используется в тепловой схеме турбины наравне с паром регулируемых отборов и выхлоп из концевых камер уплотнений в машинный зал отсутствует.

При нормальной работе турбины пар из передней камеры *В* при давлении 3,55 МПа отводится за 6-ю ступень ЦВД и, смешиваясь с общим потоком пара, участвует в выработке электрической мощности. Из парового пространства между внутренним и внешним корпусами ЦВД при давлении 4,33 МПа пар поступает в камеру *В*, из которой растекается по двум направлениям; часть поступает в камеру *Б*, часть в камеру *Г*. Из камеры *Г* часть пара отводится в паропровод 2 отбора и в ЦВДС. При отключении в аварийной ситуации ЦВДС пар из камеры *Г* поступает в паропровод 6-го отбора.

Из камеры *Д* пар отводится в паропровод 4-го отбора между турбиной и обратным клапаном на отборе. Такое включение выполнено для того, чтобы при отключении в аварийной ситуации паровой части ЦВД4 не нарушалась нормальная работа уплотнений турбины. В этом случае пар из камеры *Д* поступает в выхлопной патрубок ЦВД и смешивается с общим потоком пара.

Пар из предпоследних камер уплотнений *Е* и *Л* поступает в общий коллектор, давление в котором с помощью регулирующего

клапана автоматически поддерживается равным 0,11–0,12 МПа. Клапан управляется электронным регулятором с помощью сервомотора КДУ. Из коллектора пар отводится в паропровод 6-го отбора. Таким образом, коллектор, уплотнений ЦВД до нагрузки около 35% служит для отвода пара из уплотнений. При нагрузках же ниже указанной, при холостом ходе и при пусках турбины в камеры *Е* и *Л* нужно подавать пар. Для этой цели пар поступает к клапану регулятора давления из деаэратора, дросселируется до давления 0,11–0,12 МПа и направляется в коллектор, а из него в камеры. При пусках турбины из горячего или неостывшего состояния подача «холодного» пара ($t = 158^\circ\text{C}$) из деаэратора в коллектор и далее в камеры уплотнений может привести к укорочению ротора турбины. Поэтому, чтобы избежать подобных явлений, в камеры уплотнений *Е* и *Л* подается пар от постороннего источника с температурой 250–350°C и давлением перед регулирующим клапаном не выше 5,88 МПа.

В камеры *Н* и *Н*₁ пар подается из коллектора уплотнений с давлением 0,11–0,12 МПа, которое автоматически поддерживается регулирующим клапаном, управляемым электронным регулятором. К клапану подводится пар из деаэратора. Такая схема питания уплотнений ЦВД осуществляется при всех режимах работы, включая пуск из любых тепловых состояний турбины.

На паропроводах уплотнений к камерам *Е*, *Л*, *Н* и *Н*₁ устанавливаются задвижки, с помощью которых можно производить регули-

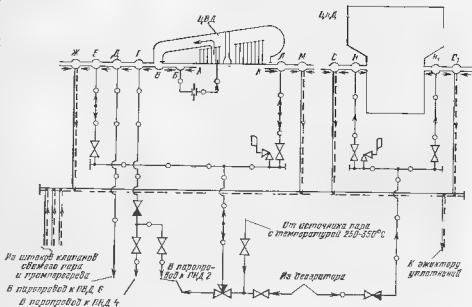


Рис 1-4. Схема концевых уплотнений турбины.

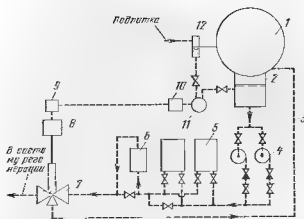


Рис. 15. Схема регулирования уровня и рециркуляции

1 - конденсатор; 2 - насос-топорник; 3 - конденсаторный циркуляционный насос; 4 - насос конденсатный; 5 - охлаждающий основной электрод; 6 - охлаждающий электрод уплотнений; 7 - клапан регулятора уровня и рециркуляции; 8 - колонна дистанционного управления; 9 - магнитный контакт; 10 - электродный регулятор; 11 - дифманометр; 12 - управляющий сосуд.

ровку расходов пара в каждой камере в зависимости от состояния уплотнений

В последних камерах уплотнений турбины Ж, М, О и О₁ с помощью эжектора уплотнений поддерживается вакуум для того, чтобы исключить попадание пара из уплотнений в машинный зал. В эти камеры происходит подсос воздуха через зазор между шейкой ротора и корпусом уплотнений и образующаяся паровоздушная смесь (пар поступает из камер Е, Л, Н и Н₁) сасывается эжектором в охладитель, в котором пар конденсируется, а воздух через специальную выпускную трубу сбрасывается в сапунной циркуляционный трубопровод конденсатора за задвижкой. В коллекторе отсоса паровоздушной смеси эжектором уплотнений поддерживается давление 0,095 МПа. В этот же коллектор происходит отсос паровоздушной смеси из двух стопорного, регулирующих клапанов свежего пара, блоков клапанов промежуточного, регулирующих клапанов БРОУ 2 и регулирующих клапанов подачи пара на уплотнения.

Схемой турбоустановки предусмотрены возможности регулирования уровня в конденсаторе и рециркуляция конденсата (рис. 15). Регулирование уровня конденсата для поддержания постоянного уровня конденсата в конденсаторе, обеспечивающей надежную бесперебойную работу конденсатных насосов. Рециркуляция конденсата обеспечивает при пусках турбины постоянный расход воды через охладитель основных эжекторов и эжектора уплотнений для обеспечения нормальной работы конденсационного устройства и уплотнений турбины.

Конденсат или обесшлакная вода, которой перед пуском заполняется паровое пространство конденсатора 1, откачивается конденсатными насосами 4 из конденсаторной 2 и подается в охладитель основных электродов 5 и эжектора уплотнений 6. После охладителя конденсат поступает к клапану 7, который выпол-

няет две функции: регулирует уровень в конденсаторе и производит рециркуляцию. Расход конденсата на рециркуляцию для обеспечения нормальной работы охладителей эжекторов составляет 160 м³/ч. При этом нормальный расход трубопровода клапана регулятора уровня и рециркуляции, через который конденсат поступает в систему регенерации, перекрыт и весь расход возвращается в конденсатор по конденсаторопроводу 3. При этом уровень в конденсаторе поддерживается нормальным. По мере увеличения нагрузки турбины когда в конденсаторе начинает поступать пар, уровень конденсата увеличивается, количество его на рециркуляцию уменьшается и часть конденсата направляется в систему регенерации. По мере увеличения нагрузки турбины все меньший расход конденсата поступает на рециркуляцию и при нагрузке, равной примерно 25-30% номинальной, рециркуляция прекращается.

Клапан регулятора уровня и рециркуляции управляется электронным регулятором 10 с помощью сервопривода колонны дистанционного управления 8. При малой работе клапана обеспечивается при срабатывании на нем такого перепада давления, на который он рассчитан. С одной стороны, давление за клапаном определяется как сумма гидравлических сопротивлений всех ПИД в тракте конденсаторопровода с эжекторами, а также почти от нулевого патрубка ПИД15 до входного патрубка по деаэрационной колонне и давления в деаэраторе. С другой, давление на клапане определяется как разность между давлением паровоздушной конденсатной смеси и суммой гидравлических сопротивлений охлаждающих эжекторов и конденсаторопровода с арматурой. Разность этих двух давлений (то клапана и за ним) и есть тот перепад давления, который должен срабатывать на клапане.

В первых турбоустановках К-160 130, когда установлен был конденсатный насос, давление перед клапаном достигало 1,95-2,16 МПа, а давление за клапаном составляло 0,98-1,18 МПа. Как видно, перепад на клапане достигал 0,98 МПа при нормальном расчетном перепаде 0,39-0,59 МПа. Поэтому приходилось растягивать, вводя на клапане, что приводило к увеличению расхода конденсата на рециркуляцию и нецелесообразной работе клапана. В последующих установках двух конденсатных насосов впуск одного насоса не превышает 1,56 МПа и, таким образом, на клапане срабатывает расчетный перепад давления, что в свою очередь обеспечивает стабильную работу клапана регулятора уровня и рециркуляции.

1-4. Дренажно-продувочная схема

Организация дренажно-продувочной схемы блока существенно влияет на надежность и маневренность оборудования. При остановках и на первых этапах пусков должно осуществляться надежное дренажное обслуживание оборудования. При пуске блока схема должна обеспечить прогрев до необходимой температуры паропроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева, их арматуры и паропускных частей турбины с допустимыми скоростями. Последнее необходимо для того, чтобы при разкоте и лаборе нагрузки турбины, когда расход пара через вышеказанные паропроводы, арматуру и паропускные части турбины резко увеличивался, продолжительность этого процесса определялась только прогревом ЦВД.

Опыт эксплуатации показал, что первоначально принятая дренажно-продувочная схема не отвечала

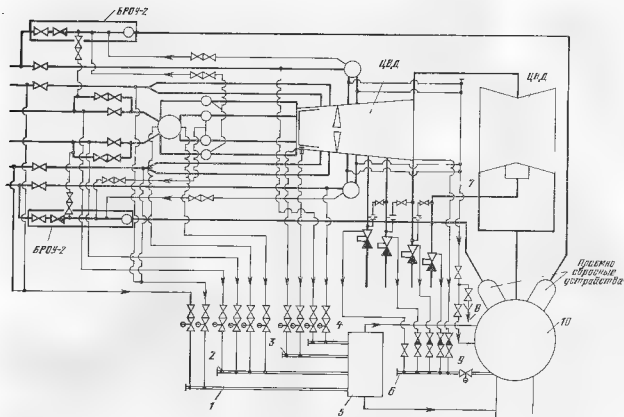


Рис 1.6. Дренажно продувочная схема

и полной мере предъявляемым к ней требованиям. В процессе остывания отдельных элементов блока после останова скорости остывания трубопроводов, арматуры и турбины были существенно различными. В результате этого температура ЧВД, которая к моменту останова примерно на 80°C ниже температуры паропроводов, через 40 ч простоя превысила температуру паропроводов в среднем на 200°C .

Неравномерное остывание создает значительные трудности при пуске блока из нештатного состояния. Это наглядно видно из анализа температурного состояния металла турбины и паропроводов при часто встречающемся в эксплуатации пуске блока после останова на 1 сут.

Поскольку температура пара перед пуском турбины определяется температурой металла паровпуска ЧВД, необходимо предварительно прогреть более остывшие детали паропроводов. Ранее принятая схема не позволяла до начала подачи пара в турбину достаточно прогреть некоторые наиболее остывшие участки паропроводов, главные парозаморные задвижки, пароперепускные трубы высокого давления, регулирующие клапаны, тупиковые участки паропроводов горячего промпрегрева и корпуса блоков клапанов промпрегрева. С момента начала подачи пара в турбину и до открытия всех регулирующих клапанов ранее недостаточно прогретые детали из-за большого превышения температуры пара над

температурой металла прегревались с недопустимо большими скоростями. Изменить скорость прогрева указанных деталей путем удлинения периода увеличения частоты вращения ротора и первоначального набора нагрузки невозможно по условиям прогрева ЧВД турбины и изменения относительного удлинения ротора высокого давления. Нельзя было существенно снизить требуемую температуру пара перед подачей в турбину, так как пар охлаждается, проходя через предварительно непрогретые детали паропроводов и паровпуска турбины.

На основании анализа большого числа экспериментальных данных была разработана и внедрена новая дренажно продувочная схема (рис. 1-6). Она выполнена с четким разделением функций по условиям работы каждой дренажной линии:

1) продувочные линии служат для прогрева участков паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева, корпусов клапанов высокого и среднего давлений, а также наружного и внутреннего корпусов ЧВД;

2) дренажные линии служат только для удаления влаги и пропуска незначительного количества пара. Последнее вызвано невоз

возможности точного определения момента отключения дренажа при пуске турбины.

Дренажно-продувочная схема состоит из расширительного бака 5 и коллекторов продувок и дренажей: «холодного» промперегрева 1, свежего пара 2, ЧВД, ЦВД 3 и «горячего» промперегрева 4. Кроме того, дренажи всех отборов турбины сведены в один коллектор 6, соединенный непосредственно с конденсатором 10.

Объем расширительного бака и сечения трубопроводов, соединяющих его с паровым и водяным пространствами конденсатора, выбираются исходя из максимально возможного расхода сбрасываемой среды при пуске блока из холодного состояния так, чтобы в баке не создавалась излишнего подпора.

Диаметры дренажных и продувочных линий выбираются исходя из опыта эксплуатации такими, чтобы обеспечить достаточный расход среды при прогреве трубопроводов и клапанов. Продувки, паропроводов высокого давления позволяют хорошо прогреть пароперепускные трубы и регулирующие клапаны до момента «точка» турбины, а также существенно улучшают прогрев главных паровозных задвижек (ГПЗ), паропроводов свежего пара между ГПЗ и стопорным клапаном, нижней части стопорного клапана за счет увеличения расхода пара через них почти в 4 раза еще до начала подачи пара в турбину.

Продувочные линии байпасов ГПЗ, регулирующих клапанов и блоков клапанов промежуточного перегрева пара заделаны в сбросные паропроводы действующей редукционно-охладительной Установки № 2 (БРОО-2) между дроссельным клапаном и парохладителем.

Места присоединений дренажных трубопроводов выбраны там, где возможно скопление влаги при конденсации пара в режимах останова и на первых этапах пуска блока.

Особое следует остановиться на дренировании пароперепускных труб от блоков клапанов промперегрева к турбине. Поскольку дренирование этих труб происходит под вакуумом, их дренажи направлены самотеком через трубопровод 9 в конденсатор 10. Для контроля за их дренированием выполнен отвод в атмосферу через воронку 8 участка дренажного трубопровода 7, отключаемого двумя вентилями. Аварийным способом целесообразно пользоваться для предварительного дренирования пароперепускных труб в атмосферу до начала набора вакуума.

Для повышения экономичности турбоустановки дренирование паропроводов регенеративных отборов в случае отключения отдельных подогревателей во время работы турбины (например, для ремонта) выполнено кас-

кадно в нижележащие отборы, с установкой ограничительной шайбы и запорного вентиля.

Все продувочные и дренажные трубопроводы высокого давления снабжены арматурой с электроприводом и дистанционным управлением. Каждый дренажный трубопровод низкого давления имеет ручные вентили и обратные клапаны, и, кроме того, существует общая задвижка с электроприводом и дистанционным управлением на коллекторе. От установок обратных клапанов на дренажных трубопроводах высокого давления отказались ввиду их ненадежности.

Наличие электроприводов с дистанционным управлением у большей части арматуры позволяет легко автоматизировать всю схему. Усовершенствованная дренажно-продувочная схема существенно повышает надежность и улучшает маневренность блока.

1-5. Особенности компоновки

Компоновка турбоустановки разработана для условий работы турбины в блоке с барабанным или двумя прямоточными котлами. Расположения трубопроводов поперечно относительно продольной оси машинного зала с размерами: пролет 42 м, ширина ячейки 36 м. Такие размеры дают возможность установить в машинном зале все основное и вспомогательное оборудование турбоустановки (рис. 1-7 и 1-8), но при этом ось турбоагрегата смещена от оси ячейки на 1,5 м. В пределах ячейки у фасадной стены машинного зала предусмотрено размещение помещения распределительного устройства собственных нужд (РУСН) шириной 5,7 м. При отсутствии РУСН пролет машинного зала может быть уменьшен до 36 м, но при этом необходимо проверить возможность выемки ротора генератора мостовым краном машинного зала, а также размещение между собой фундаментов под турбоагрегат и колонн здания электростанции.

Поперечное расположение турбоагрегата в машинном зале обеспечивает выполнение на более коротких технологических связях между котлом и турбиной и дает возможность впервые для закрытых машинных залов признать сквозной железнодорожный проезд для ремонтных платформ с габаритом по высоте 3,25 м. Этот проезд используется также для частичной подкати железнодорожного транспорта со статором генератора под фундамент турбоагрегата. Проезд находится в районе генератора, и его наличие обусловило расположение вспомогательного оборудования турбоустановки.

Машинный зал оборудован двумя мостовыми электрическими кранами грузоподъем-

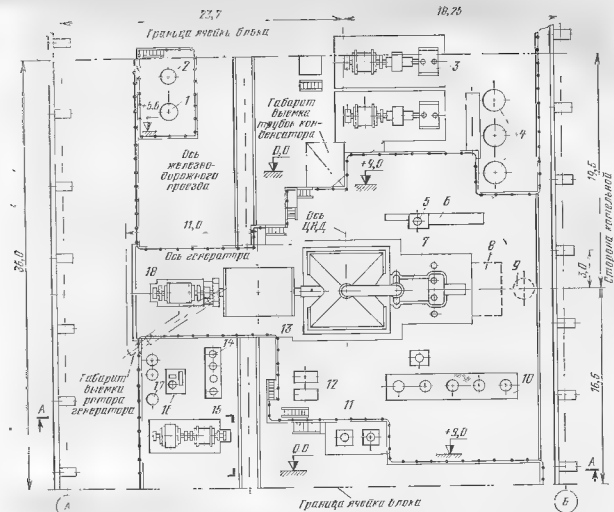


Рис 17 Композиция турбоустановки (план)

1, 2 — подогреватели сетевой воды (основной и присосный), 3 — питательный насос, 4 ПВД7 2 5 — блок клапанов циркуляторов, 6 — штырь теплого контура турбоустановки, 7 турбина 8 часовой баки, 9 — стопорный клапан, 10 — ПВД1, ПВД5, П — насос конденсатный, 12 — основной насос, 13 генератор, 14 маслоохладитель, 15 — резервный воздухоотделитель, 16 — агрегат маслообеспечения уплотнения вала генератора, 17 теплообменник, 18 компрессор.

ностью 125/20 тс каждый. С их помощью ведется монтаж всего оборудования в машинном зале, включая подъем и установку на фундамент (при спаренной работе двух кранов с общей траверсой) статора генератора массой 150 т

Оперативная отметка обслуживания турбоагрегата +9,0 м определялась суммой высот выпускного патрубка турбины и конденсатора с переходным патрубком с таким расчетом, чтобы самый нижний ряд охлаждающих трубок конденсатора вынимался (при замене) над отметкой 0,0 м пола конденсационного помещения с зазором 100 мм. В машинном зале предусматривается сплошной подвал глубиной 3,5 м. В подвале размещаются туннели для прокладки электрических кабелей, циркуляционные трубопроводы конденсатора и некоторые технологические трубопроводы.

Расстановка вспомогательного оборудования турбоустановки выполнена с таким расчетом, чтобы оно обслуживалось мостовым краном при монтаже и ремонтах, но из-за ограниченности свободных площадей пола конденсационного помещения (отметка 0,0 м) некоторые оборудование размещено под площадками обслуживания и фундаментом турбоагрегата. К нему относятся резервный, аварийный и пусковой масляные насосы, сливные насосы ПВД4 и ПВД1, а также подъемные насосы газоохладителей генератора. Для производства монтажных и ремонтных работ над этими насосами предусмотрены специальные балки для подвешивания подъемных приспособлений (электротельферов, ручных талей и т. п.).

Все вспомогательное оборудование турбоустановки расположено в строгом соответ-

Масляной электротехнической крыш
архитектурно-монтаж 176/707

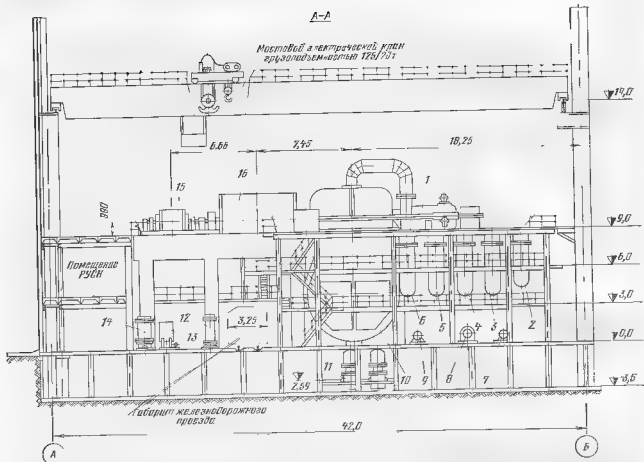


Рис. 18 Колонна турбоустановки (продольный разрез)

1 — турбина, 2 — ПВД-ПВД; 1—9 — насосы соответственно сливной ПВД, масляный насос и сливной ПВД, 10 — конденсатор; 11 — конденсатный насос; 12 — насос-охладитель; 13 — агрегат маслонасоса уплотнения вала генератора, 14 — теплообменник генератора, 15 — воздушный насос, 16 — генератор

впл с технологической схемой турбоагрегата: питательные насосы и подогреватели высокого давления расположены рядом для сокращения длины питательных трубопроводов высокого давления, конденсатные, сильные насосы и подогреватели низкого давления размещены также рядом, но с противоположной стороны турбоагрегата

В компоновке предусмотрены специальные промежуточные площадки для возможности обслуживания вспомогательного оборудования и арматуры на трубопроводах, установок ПВД, эжектора уплотнений с охладителем, а также для возможности крепления трубопроводов турбоустановки. Промежуточные площадки выполняются в виде металлических стоек и балок, перекрытых листовой рифленой сталью, на отметках +3,0 и +6,0 м. Перекрытие отметка обслуживания турбины +9,0 м выполняется железобетонной плитой, покрытой масляскими плитками. Площадки обслуживания не опираются на фундамент турбоагрегата во избежание передачи вибраций на строительные конструкции.

Строительная часть здания машинного зала, расположение вспомогательного оборудования на полу конденсационного помещения и прокладка трубопроводов учитывают модульную сетку (3 м × 3 м) расположения стоек перекрытия подвала

Фундамент турбоагрегата выполняется двух модификаций: монолитный и из сборного железобетона, причем в последнее время отдают предпочтение второй модификации, элементы которой изготавливаются промышленным методом на заводах железобетонных конструкций. На площадке электростанции производятся только сборка и подмоноличивание готовых блоков колонн и ригелей. Обе модификации фундамента предусматривают наличие необходимых каналов для прокладки маслопроводов, волопроводов и трубопроводов уплотнений; закладных частей для крепления трубопроводов; колодцев для анкерных шпилек, крепящих основное оборудование к фундаменту. К специальным стойкам, выполненным в нижней плите фундамента, крепятся пружинные блоки установки конденсатора.

Для обеспечения максимальной пожарной безопасности турбоустановки масляный бак турбины, расположенный у переднего подшипника, закрыт специальной защитной стенкой, а все маслопроводы закрываются специальными защитными кожухами с системой дренажных труб и вентилей, которые при возникновении разрыва любого маслопровода полностью исключают попадание масла на горячие паропроводы. Маслопроводы высокого давления располагаются по типу «труба в трубе». Маслоохладители расположены в районе генератора, где паропроводы отсутствуют.

Для обеспечения нормальной работы маслосистемы турбоустановки в первом выпуске турбины имелись масляные фильтры, которые в настоящее время заменены специальными фильтрующими сетками, расположенными непосредственно в масляном баке турбины.

Конденсатные насосы располагаются в подвале машинного зала для обеспечения необходимого подпора во всасывающем патрубке и устанавливаются на специальной площадке. Предусмотрена возможность (в случае необходимости) установки в подвале специального паса для отвода части основного конденсата из конденсаторов на обессоливание и возврат его в ту же линию. Такая необходимость может возникать при охлаждении конденсатора морской водой.

В пределах компоновки турбоустановки предусмотрена установка сетевых подогревателей, располагаемых справа от продольной оси турбоагрегата (если смотреть на фасадную стену машинного зала со стороны котельной), возле помещения РУСН.

Пространство между питательными насосами и сетевыми подогревателями свободно от оборудования и предназначено для выемки охлаждающих труб конденсатора при их замене. Во всех остальных случаях это пространство используется для монтажа или ремонта.

Отметка головки рельса подкранового пути +19,0 м определяется из условия трап-

пиртования над отметкой обслуживания турбоагрегата подогревателя высокого давления в собранном виде. Наименьшая высота подъема большого крюка мостового крана над отметкой обслуживания составляет 8,3 м по условиям снятия верхней крышки корпуса ЦНД.

Лютный щит управления располагается на уровне отметки обслуживания турбоагрегата в районе деаэрационной эжекции. Местные щиты контрольно-измерительных приборов и автоматики турбины, а также панели приборов генератора находятся возле турбины.

На эжекционных, работающих в благоприятных климатических условиях юга страны, установка турбоагрегата производится без машинного зала. При таких «открытых» компоновках турбины и генератор монтируются на фундаменте и закрываются легкой защитной конструкцией для хранения их от осадков. Все необходимые оборудование турбоустановки — подогреватели высокого и низкого давления, насосы, масляный бак, эжекторы, маслоохладители и т. д. устанавливаются над специальным перекрытием отметки обслуживания.

Турбоагрегат располагается поперечно относительно оси здания с размерами пролет 36 м и шириной ячеек 30 м. Такие размеры дают возможность установить в границах ячеек все основное и вспомогательное оборудование турбоустановки (без сетевых подогревателей). В пределах компоновки турбоустановки и РУСН не предусматривается. Также не предусматривается возможность съезда летящего поезда в машинном зале. Подлет заменен лестничной приямком, необходимыми для установки конденсатных насосов, прокладкой циркуляционных трубопроводов конденсатора и других технологических трубопроводов.

На перекрытии оперативной отметки обслуживания располагаются рельсы подкранового пути, по которым перемещается коловый трап грузоподъемностью 60/20 тс, предназначенный для производства монтажных и ремонтных работ на основном и вспомогательном оборудовании турбоустановки.

В перекрытии оперативной отметки обслуживания над питательными насосами, подогревателями высокого и низкого давления, конденсатными насосами и маслоохладителями предусмотрены специальные проемы за крышками съёмными плитами, предназначенные для установки или выемки оборудования при монтаже и ремонте. Остальное скважное поле с компоновкой турбоустановки с машинным залом полностью относится к «открытым» компоновкам.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ

2-1. Конструктивная схема

Комплекс задач, поставленных при проектировании турбины К 100-130, нашел удовлетворительное решение в двухцилиндровом исполнении турбины с двумя выходными в конденсатор отработавшего пара при длине лопатки последней ступени 780 мм и среднем диаметре ступени 2125 мм. Эта лопатка, спро-

ектированная специально для данной турбины, определяет торцевую площадь выхода 5,2 м², что обеспечивает пропуск необходимого для номинальной мощности расхода пара с выходной потерей 41,9 кДж/кг.

Для уменьшения длины турбоагрегата была разработана конструкция цилиндра, совмещающая в одном корпусе ступени ЧВД и ЧСД, расположенные после промежуточного

перегрева пара. В корпусе ЦВД размещена раздельная диафрагма между проточными частями высокого и среднего давления. По одну сторону раздельной диафрагмы находится камера отвода на промежуточный перегрев, по другую — камера паровпуска по к перегрева. Число ступеней в ЦВД и ЦСД относительно невелико за счет увеличения диаметра рабочих колес до максимально возможного (по условиям изготовления поковки ротора). Такое решение позволяет распределить перепад давления на меньшее число ступеней без ущерба для к. п. д. цилиндра. Тем не менее давление пара на входе в ЦВД осталось относительно высоким (0,45 МПа). Это потребовало применения шести ступеней в каждом потоке ЦВД для расширения пара до конечного давления (3,43 кПа). Обычная конструкция ротора низкого давления (РВД) с насаженными дисками приводила к неприемлемо низкой критической частоте вращения. Цельнокованый ротор для ЦВД не мог быть изготовлен из-за больших размеров поковки, которые превышали возможности прессов, существовавших в металлургической промышленности.

Впервые в отечественном турбиностроении проблема была разрешена применением сварной кованой конструкции. Одним из существенных преимуществ такого ротора является возможность получения критической частоты вращения, превышающей рабочую, что обеспечивает лучшее вибрационное состояние турбины в условиях эксплуатации. Основной вопрос при разработке сварного ротора — обеспечение надежности сварных швов при работе турбины. На ХТГЗ им. С. М. Кирова совместно с ЦНИИТМАШ была создана и освоена технология сварки роторов. Многолетний опыт эксплуатации сварных роторов в турбинах К-160-130 и К-160-130-2 подтверждает их высокую надежность.

Применение сварного ротора ЦВД и лопатки последней ступени предельной для того времени длины позволило выполнить турбину К-160-130 в двухцилиндровом варианте. По сравнению с трехцилиндровым вариантом длина турбины уменьшилась на 7,3 м, масса на 58 т, трудозатраты при изготовлении — на 30%. Значительно меньшая трудоемкость и упрощение обслуживания и ремонта явились решающими факторами принятия двухцилиндрового варианта. Опыт эксплуатации турбины К-160-130 подтвердил правильность основных конструктивных решений, заложенных при проектировании. В 1966 г. турбина К-160-130 была модернизирована (новое обозначение К-160-130-2) с целью повышения экономичности и устранения недостатков, выявленных в процессе эксплуатации.

2-2. Общая конструкция турбины

На рис. 2-1 изображен продольный разрез турбины. (Левый пар после котла, пройдя стопорный клапан и четыре регулирующих клапана, расположенных на ЦВД, попадает в сопловые кромки внутреннего корпуса ЦВД, в котором находятся пять ступеней давления активного типа. За первой, регулирующей ступенью, имеющей парциальный подвод пара, расположена камера, в которой происходит выравнивание потока пара по окружности. Камера за 5-й ступенью соединяется с пространством между внутренним и наружным корпусами. Таким образом, параметры пара в межцилиндровом пространстве определяет состояние пара за последней ступенью внутреннего корпуса.

Направляющие лопатки во всех ступенях, кроме 1-й, расположены в диафрагмах. Диафрагмы 6-й и 7-й ступеней находятся в обойме. Первые семь ступеней представляют собой ЦВД, после которой пар отводится в промежуточный перегреватель котла, откуда он возвращается в камеру между раздельной диафрагмой и обоймой 8-й ступени. Диафрагмы ЦСД расположены в четырех обоймах, которые образуют отсеки в цилиндре для отборов пара из проточной части на регенеративные подогреватели. Пройдя с 8-й по 13-ю ступень ЦВД пар по ресиверу проходит в ЦНД. Проточная часть ЦНД расположена в одной общей обойме и состоит из двух параллельных и одинаковых потоков. В каждом из них находится шесть ступеней. Пройдя через последние ступени турбины пар попадает в конденсатор, который своим переходным патрубком приварен к нижней части ЦНД. Все пространство между наружным корпусом ЦНД и внутренней обоймой находится под разрежением конденсатора. Ротор ЦНД опирается на подшипники, расположенные в картерах, которые сварены снаружи в корпус. Цилиндр низкого давления опирается по всему наружному периметру при помощи бабкона на фундаментные плиты. Цилиндр высокого давления лежит опорными лапами с одной стороны на передней опоре, с другой стороны — на корпусе ЦНД. В осевом направлении ЦВД жестко связан поперечными шпонками опорных лап с корпусом ЦНД и передней опорой.

В передней опоре размещен опорно-портовый подшипник, а также механизмы системы регулирования турбины. Передняя опора установлена на отдельной фундаментной раме, по которой может свободно перемещаться в осевом направлении при тепловых расширениях цилиндров турбины. Две поперечные шпонки в районе паровпуска ЦНД между опорной поверхностью бабкона и фундаментной или

той образуют фиксирующий пункт турбины в осевом направлении, от которого происходит тепловое расширение цилиндров турбины. Цилиндр высокого давления расширяется при нагреве и перемещает по раме переднюю опору. Перемещение передней опоры представляет собой суммарное абсолютное тепловое расширение наружных корпусов турбины.

Роторы удлиняются в осевом направлении при нагреве от расположенного в передней опоре опорно-впорного подшипника. Таким образом, тепловые расширения цилиндров и роторов противоположны по направлению. Но встречное тепловое перемещение роторов компенсируется перемещением передней опоры в результате расширения цилиндров. Практиче-

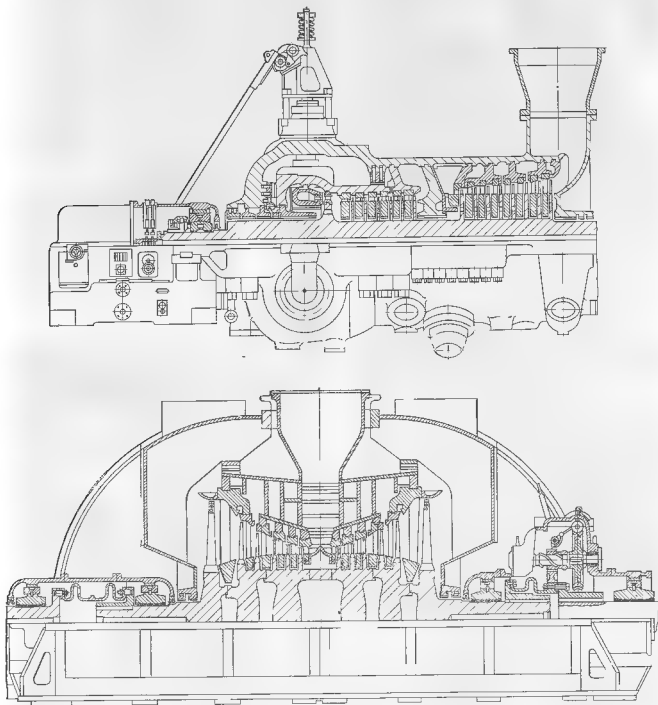


Рис. 21 Продольный разрез цилиндров турбины К 100/130

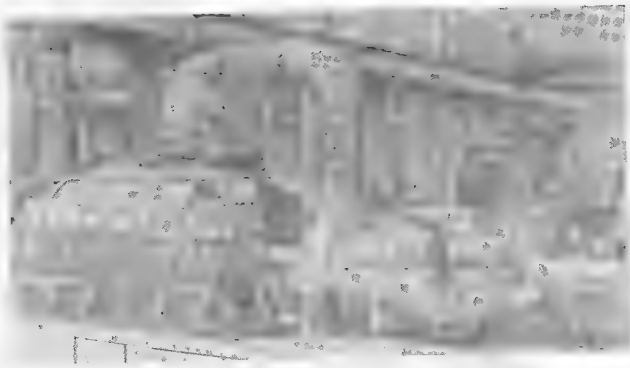


Рис 2-2 Турбина К 160 130 на заводском испытательном стенде.

ски существующее различие тепловых состояний роторов и корпусов турбины, особенно проявляющееся в переходных режимах, приводит к изменению относительного их положения. Это учитывается при выборе осевых зазоров между рабочими лопатками и диафрагмами, в лабиринтных уплотнениях, маслостойниках и прочих местах.

Все внутренние корпусные детали (диафрагмы, ободы и внутренний цилиндр) крепятся таким образом, что их осевость с ротором не нарушается из-за тепловых расширений. Паружный корпус ЦВД расширяется свободно во всех направлениях. При этом не нарушается центрирование стг расточек относительно оси подшипников ротора, что является основным условием работы турбины. Без которого надежная работа турбины невозможна из-за задеваний вращающегося ротора о неподвижные уплотнения цилиндра. Сосущество ЦВД в поперечном направлении предотвращает вертикальные осевые смещения между нижней полостью цилиндра и сторами подшипников. Одновременно они не препятствуют радиальному расширению в вертикальной плоскости. Во избежание нарушения центрирования цилиндра относительно оси ротора при тепловом расширении плоская поверхность лоп цилиндра расположена практически в одной горизонтальной плоскости с осью ротора (вертикальная расширительная

незначительной величины будет иметь место за счет нагрева стержней лоп).

Поперечные смещения передних и задних лап связи валов корпус ЦВД с передней опорой и ЦНД в осевом направлении. Благодаря им расширение корпусов вызывает перемещение передней опоры. Перемещение опоры и корпуса ЦНД вдоль оси фиксируется осевыми шпонками между опорами и фундаментами лопатками.

Для уплотнения мест выхода вала из цилиндра служат концевые уплотнения. Для избежания больших расходов пара мимо направляющих и рабочих лопаток в прочной части имеются диафрагменные и надбандажные уплотнения.

Во избежание теплового прогиба роторов на остановленной турбине из-за неравномерного теплообмена внутри цилиндров турбина снабжается валоповоротным устройством с приводом от электродвигателя. Валоповоротное устройство расположено на крышке картеля ЦНД со стороны генератора.

Общие данные турбин К-160-130 и К-160-130-2 приложены в § 1.1, а общий вид турбины изображен на рис. 2.2.

СТАТОРНЫЕ УЗЛЫ ТУРБИНЫ

3-1. Цилиндр высокого давления.
Особенности конструкции

Корпусные детали турбины можно разделить на две категории. Первая — это наружный и внутренний корпус, сошловые коробки и обоймы ЦВД. Особенностью их является работа в условиях высоких параметров пара. Ко второй относятся обшивки корпус и обоймы ЦНД, которые не подвергаются действию высоких давлений и температур пара. Корпус ЦВД имеет обычно относительно тонкие стенки и большие габариты вследствие высоких объемных расходов пара в конце процесса расширения.

Корпуса ЦВД должны в первую очередь обладать необходимой прочностью в условиях высокой температуры. Рост начальных параметров пара приводит к увеличению толщины стенок ЦВД. Вместе с тем термические напряжения в металле цилиндра, возникающие в переменных режимах, растут с увеличением толщины стенки. Поэтому турбина с толстыми стенками менее маневренна в эксплуатации, так как для ее прогрева требуется больше времени. Для уменьшения напряжений от внутреннего давления в наиболее напряженных местах стенки корпуса проектируются сферической формы с минимальным количеством крылов, патрубков и отверстий. Максимальные напряжения от внутреннего давления пара находятся в месте перехода перпендикулярной торцевой стенки в цилиндрическую.

Как правило, цилиндры отечественных серийных турбин имеют горизонтальный разъем для удобства сборки и разборки. Для создания необходимой плотности разъемного соединения на поверхности фланцев с помощью болтового соединения создаются высокие контактные напряжения. Значительное внутреннее давление заставляет увеличивать размеры фланцевого соединения и допускать высокие напряжения в крепеже, которые должны сохраняться в процессе работы турбины. Из-за релаксации со временем уменьшается начальная затяжка шпилек горизонтального разреза ЦВД (релаксация — это уменьшение упругой деформации в напряженном металле под действием высокой температуры). При этом происходит рост пластической деформации. Различные металлы обладают неодинаковой релаксационной стойкостью, поэтому для ответственных болтовых соединений, работающих в условиях высокой температуры, материал выбирается с учетом релаксационной стойкости при данной температуре. Тем

не менее для учета явления релаксации усиление затяжки назначают почти в 2 раза больше, чем необходимо для плотности разреза, так как за определенный период турбины этот запас будет выбран за счет релаксации [31].

Если бы фланцевое соединение цилиндра долго работало без перетяжки, то в конце концов наступил бы момент, когда упругие напряжения в шпильках под действием релаксации стали бы весьма малы, и плотность разреза была бы нарушена. Поэтому плотность фланцев горизонтального разреза, работающего при высокой температуре, может быть обеспечена только в течение определенного срока жизни. Обычно в качестве последнего принимается межремонтный срок работы турбины.

Шпильки горизонтального разреза цилиндра технически трудно затягивать при сборке. Кроме того массивная шпилька большого диаметра отстает при прогреве от фланца. Поэтому в турбинах на современных параметрах пара для уменьшения времени пуска всегда желательно применение специальной системы обогрева фланцев и шпилек ЦВД.

Таким образом, с таким требованием для конструкции ЦВД является, во-первых, обеспечение прочности корпуса и плотности разреза в условиях высоких рабочих параметров пара и, во-вторых, создание конструкции корпуса с минимальными толщинами стенок для приемлемого уровня термических напряжений в цикле плавления.

В рассматриваемой турбине эта задача решена применением внутреннего цилиндра с отъемными сошловыми коробками (см. рис. 2-2), расположенного в наружном корпусе. Внутренний цилиндр находится под действием перепада давлений: начального и давления в межцилиндровом пространстве. Наружный корпус испытывает разность давлений от давления в межцилиндровом пространстве до атмосферного. Таким образом, применение внутреннего корпуса в ЦВД значительно уменьшает перепад давлений на каждый корпус по сравнению с одностенной конструкцией. Общий перепад давлений распределяется между обшивкой корпусами примерно поровну, что и определяет число ступеней внутреннего цилиндра. Снижение перепада давлений позволяет соответственно уменьшить толщины стенок и размеры фланцевых соединений горизонтального разреза по сравнению с одностенным вариантом.

3-2. Наружный корпус

Верхняя и нижняя половины наружного корпуса ЦВД отливаются раздельно на металлургическом заводе из легированной хромомолибденованадиевой стали марки 20ХМФЛ. Отливки проходят специальную термическую обработку отпуск для снятия

внутренних напряжений и получения равномерных механических свойств. Приемка отливки производится согласно специальным техническим условиям, которые лимитируют химический состав, механические свойства металла и др. (механические свойства металлов проверяют на специальных образцах). По технологическим соображениям литейного производства выходные части ЦВД отливаются отдельно из углеродистой стали. Уровень температур в этой зоне цилиндра позволяет избежать более дорогих легированных сталей. Затем выходные части привариваются к верхней и нижней половинкам корпуса.

Особенности литейного производства требуют создания при проектировании простых форм цилиндра, главных переходов и сопряжений, равномерной толщины стенок. Наличие патрубков, фланцев горизонтального разреза, причёсов для различных посадочных мест в сочетании со строгими требованиями механических свойств делают литей ЦВД сложной и ответственной операцией. После приварки выходных частей, дробления отливок на и устранении дефектов типа пустот, трещин производят термобработку отливок. Цилиндры, после чего приступают к механической обработке отливок. Для выполнения этой операции требуется специальное оборудование: расточные станки больших размеров.

В передней части наружный цилиндр имеет четыре отверстия с фланцами для крепления регулирующих клапанов. На нижней половине имеются приливы с приваренными патрубками для отвода пара 2-5-го регенеративных отборов к подогревателям. К конечным частям цилиндра приварены трубы для подачи уплотняющего пара, отсоса паровоздушной смеси из уплотнений и для промежуточных отсосов из среднего конвективного уплотнения. В средней части цилиндра расположены четыре отверстия с фланцами для отвода пара на промежуточный перегрев и четыре для подвода пара в часть среднего давления. Из указанных точек наружного корпуса в районе паропуска и в выходной части производится отвод дренажа по избежанию скопления влаги при пуске.

Плоскость горизонтального разреза ЦВД проходит через ось турбины. Фланцы наиболее развитые по ширине и высоте в зоне максимального давления, к выходной части уменьшаются в связи со снижением перепада давлений, приходящегося на фланцевое соединение горизонтального разреза. Для создания контактных напряжений на поверхности разреза, обеспечивающих плотность, фланцы стягиваются 38 шпильками с каждой стороны. В зоне высокого давления устанавливаются 14 шпильки М140 с каждой стороны. ЦВД соединяется 5 шпильками М85, выходная часть соединяется шпильками М48. Для точного соединения верхней половины корпуса относительно нижней две шпильки М140, од-

на М85 и одна М48 с каждой стороны выполняются призонными. Шесть шпильки М140, расположенные над боковыми регулируемыми клапанами, глухие. Остальные шпильки сквозные. Для создания плотности паг шпильки выбирают минимальным с применением колпачковых гаек (обыкновенные шестигранные гайки использовать нельзя, так как они требуют конструктивно увеличенного шага).

Затяжка шпильки фланцевого соединения цилиндра в зоне высокого давления является сложной и ответственной технологической операцией. Напряжения затяжки шпильки имеют значительную величину. Процесс затяжки должен контролироваться, так как создание чрезмерно больших напряжений может привести к поломке шпильки, а недостаточная затяжка может быть причиной нарушения плотности фланцевого соединения цилиндра. Одним из способов контроля, обеспечивающего необходимую точность, является измерение удлинения шпильки при затяжке. Для создания высоких напряжений в шпильках М140 и М85 применяют затяжку с предварительным их нагревом. При этом тепловое удлинение шпильки должно быть не меньше требуемой абсолютной деформации удлинения. Этот метод позволяет не только без труда затянуть шпильки, но и избежать дополнительных напряжений в них. Для установления нагревательного элемента эти шпильки имеют сквозное по длине отверстие. При нагреве шпильки необходимо иметь в виду, что даже местный нагрев внутренней поверхности металла до 600°C приводит к нарушению структуры металла и снижению его прочностных свойств. Заданные механические свойства легированной стали обеспечиваются только при определенной термической обработке. Поскольку отпуск основных крепящих стальных производится при температурах 640-660°C, то нагрева до близкой температуры недопустим. Необходимая конечная средняя температура металла шпильки, которая обеспечивает заданное удлинение, вычисляется по формуле

$$t = \frac{\Delta l}{l} \cdot \frac{1}{\alpha} + 100, \quad (3-1)$$

где Δl — заданное удлинение шпильки; l — длина шпильки между торцами гайки (без гаечных шпильки расстояние от разреза до торца гайки); α — коэффициент линейного удлинения металла шпильки, равный $130 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$.

Подставляя в эту формулу значения соответствующих величин для шпильки М140, получаем необходимую температуру нагрева 260°C. При этом фланец не должен нагреваться выше 60-70°C.

При разборке болтовых соединений цилиндров и других корпусных деталей, работающих в условиях высокой температуры, возможны засады в резьбе. Высокая рабочая температура металла способствует образованию окисной пленки в резьбовом соединении. При отворачивании гайки твердый окисный слой разрушается большими усилиями и повреждает поверхность металла в резьбе. Во избежание заеданий необходимо смазывать резьбовые соединения смазочной смазкой при затяжке. Для надежного проникновения смазки в резьбовые соединения там должны быть достаточные зазоры. Гарантированный зазор по наружному и внутреннему диаметрам резьбы обеспечивается специально разработанным системой допусков для резьбы шпильки и гайки. В качестве смазки для резьбовых соединений, работающих при высокой температуре применяются хоросы жаростойкие себя как в практике эксплуатации и дисульфидомолибденовая смазка. Вероятность заеданий резьбы значительно возрастает при затяжке ударным способом. В этом случае смазка металла вытягивается в на-

появлении затравки, образуя спайки по контактам по верхности. При разборе это приводит к задирам в расебе и изедиям. Кроме того, ударный способ за- тавки вызывает усиление напряжений кручения в лопатке и поэтому его следует избегать.

Опорные лапы наружного цилиндра явля- ются продолжением нижнего фланца горизон- тального разбема. Они должны обладать не- обходимой изгибной жесткостью во избежа- ние недопустимого прогиба цилиндра под соб- ственной массой. Передние опорные лапы усилены снизу кронштейном. Прикладки, уста- новленные под лапами, обеспечивают необхо- димое положение цилиндра относительно оси турбины в вертикальной плоскости. Для жест- кой продольной связи цилиндра с опорой передние лапы имеют поперечные пазы, в ко- торые входят шпонки, закрепленные на опоре. Через шпонки тепловые пересечения цилинд- ра передаются на опору переднего подшипни- ка, вызывая ее перемещение. Одновременно шпонки направляют поперечное тепловое расширение цилиндра. Аналогичное шпоноч- ное соетинение задних опорных лап цилиндра выполнено заодно с опорными прокладками, которые крепятся винтами и штифтами к ла- пам снизу. Задние поперечные шпонки в ви- де выступов входят в соответствующие пазы опоры цилиндра на выходном патрубке. Они осуществляют жесткую продольную связь между наружным ЦВД и корпусом ЦНД. Таким образом, осевые и иные перемещения ЦНД передаются от фиксирующего пункта через пазы на ЦВД и затем на опору передне- го подшипника.

Для предотвращения отрыва цилиндра от опорных поверхностей при неравномерном нагреве или в аварийных ситуациях при боль- шой вибрации опорные лапы имеют специа- льные ограничители перемещения вверх. На передних лапах ими являются болты, крепя- щие поперечные шпонки. Для фиксации на- ружного ЦВД относительно оси турбины в поперечном направлении на торцевых стенках нижней половины фрезеруют верхний осевой паз. В паз, выполненный на передней стенке, входит шпонка, закрепленная на опоре переднего подшипника. Осевая вертикаль- ная шпонка выходного патрубка входит в паз, имеющийся в задней торцевой стенке ци- линдра. Оба вертикальных шпоночных соеди- нения не допускают поперечных смещений ст- оси и в то же время являются направляющими при вертикальных тепловых расширениях цилиндра.

Таким образом, общая схема крепления наружного корпуса ЦВД выглядит следу- ющим образом. Относительно оси подшипников- центраруется только нижняя половина, а верхняя фиксируется относительно нижней при помощи штифтов. Положение опорных

лап определяет положение плоскости гори- зонтального разбема относительно оси турби- ны, а относительно вертикальной осевой плос- кости — вертикальные шпонки. Линия пере- сечения этих двух плоскостей, очевидно, оста- ется неподвижной при любых тепловых сво- бодных расширениях цилиндра. Поэтому эту линию, которая является одновременно осью расточки цилиндра, совмещают при монтаже с осью подшипников ротора, расположенных в опорах. При этом не учтен незначительное встречное тепловое расширение цилиндра от опорных поверхностей лап. Отсюда следу- ет, что опору поверхности лап необходимо располагать возможно ближе по высоте к плоскости горизонтального разбема. Темпера- туру металла опорной лапы желательно иметь во возможности плавкой. Поэтому их нельзя искрывать тепловой изоляцией.

Свободному тепловому расширению ци- линдра препятствуют силы трения на поверх- ностях скльзжения подшипов передней опоры и в осевых шпоночных соетинениях опоры. Для уменьшения вероятности различных за- леданий скльзящие поверхности пригоняются шабровкой. В шпоночных соетинениях долж- ны соблюдаться необходимые зазоры.

Цилиндр высокого давления может под- вергаться в работе тепловым деформациям, которые возникают вследствие неравномерно- сти распределения температур в металле. На- пример, при наличии разности температур между верхними и нижними образующими цилиндра получают тепловой прогиб, значение которого для данного цилиндра пропорцио- нально разности температур и превышение ее допустимого значения становится опасным для работы турбины, так как может привести к заеданиям в паросъемной части и уплотне- ниях. При наличии температурной разности внутри цилиндра или с наружной средой пар имеет неоди- наковую температуру в различных своих точках. Известно, что плотность водяного пара зави- сит от температуры, причем более холодный пар имеет большую плотность. Это заставляет более холодный пар опускаться вниз, а слой с более высокой температурой — располагать- ся в верхней части цилиндра. Эта тенденция существует в любом режиме работы и особен- но велика при прогреве или охлаждении, ко- гда теплообмен наиболее интенсивен.

Наличие температурных разностей между вер- хним и нижним цилиндрами зависит от режима эксплуатации. При одной и той же разности температур большой тепло- вой прогиб получает цилиндр с меньшей изгибной жесткостью, т. е. с меньшим диаметром и с большим расстоянием между опорами. Важным фактором при возникновении разности температур между вер- хним и нижним цилиндрами в эксплуатации является качество теп- ловой изоляции особенно для нижней половины. Во избежание охлаждения нижней половины ци- линдра конденсатом рабочего пара при пуске турбины необо-

можно отводить влагу через дренажи. Конденсат из передеи и выхлопной частей отводится специальными трубопроводами из нижних точек цилиндра. Остальные отсеки ЦВД дренруются через трубопроводы отборов.

Внутренняя поверхность наружного корпуса на участке между раздельной диафрагмой и обоймой 8-й ступени омывается паром после промежуточного перегрева с температурой 565°C. В связи с тем что предельно допустимая температура для стали 20 ХМФА составляет 520°C, этот участок внутренней поверхности цилиндра защищен от воздействия высокой температуры защитным экраном. Экран состоит из двух стальных листов, между которыми расположен асбест, создающий низкую теплопроводность экрана. Для повышения эффективности теплоизоляции экран установлен с зазором по поверхности цилиндра. В кольцевую полость между экраном и стеной цилиндра подается охлаждающий пар из камеры перед раздельной диафрагмой с парадметрами до промежуточного перегрева. Необходимо иметь в виду, что охлаждающий пар проходит в ЧСД помимо главных элементов пропаривателя, что является нежелательным при сбросе паругки. Поэтому нельзя допускать протечек избыточного количества пара снаруж цилиндра для охлаждения. Экран крепится к стенке цилиндра болтами М16, которые надежно стопорятся трехмиллиметровой проволокой из нержавеющей жаростойкой стали Х18Н10Т.

К средней концевой части наружного корпуса турбины приварены листы, образующие камеры для подвода пара и отсоса паровоздушной смеси из концевых уплотнений. Температура металла стенок камеры определяется температурой пара, поступающего на уплотнения, к которой имеет сравнительно низкие параметры. Температура металла цилиндра, к которому приварен корпус уплотнений, определяется температурой пара межцилиндрового пространства ($t=440^{\circ}\text{C}$). В связи с этим

возникают большие разности температур металла корпуса уплотнений и цилиндра, что приводит к термическим напряжениям в этой зоне. В случае превышения предела текучести материала возникают остаточные деформации, которые можно наблюдать на горизонтальном разрезе цилиндра при капитальном ремонте.

Для ликвидации возможного коробления цилиндра в турбине К 160-130-2 камеры подвода и отсоса переднего и заднего концевых уплотнений образованы обоймами, которые имеют возможность расширяться независимо от цилиндра в соответствии со своей собственной температурой.

Внутри наружного цилиндра выполнены посадочные места для установки и крепления внутреннего корпуса, обойм диафрагм, раздельной диафрагмы и в концевых частях — обойм уплотнений.

3-3. Внутренний корпус

Внутренний корпус (рис. 3-1) устанавливается в паружном с помощью четырех опорных лап 5 на специальных площадках у горизонтального разреза. Подвеска внутреннего корпуса у горизонтального разреза практически устраняет смещение расточек при нагреве опорных лап. В вертикальной осевой плоскости внутренний корпус имеет четыре шпоночных соединения, обеспечивающих центрирование в поперечном направлении относительно оси наружного цилиндра. Два из них 1

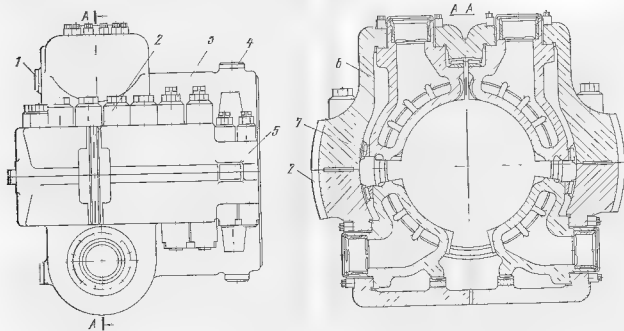


Рис. 3-1 Внутренний корпус ЦВД

1 вертикальные осевые шпонки; 2 фиксирующий выступ; 3 промежуточный разрез; 4 горизонтальные осевые шпонки; 5 опорные лапы; 6 совмещенные коробки; 7 внешние соединения с корпусом

расположены на передней стенке и одновременно являются направляющими для теплового расширения внутреннего корпуса в вертикальном направлении. Два других шпоночных соединения 4 расположены горизонтально (вверху и внизу) и создают направление при осевом свободном тепловом расширении. Пазы шпоночных соединений выполняются в башмаках, которые крепятся болтами и призонными штифтами к наружному цилиндру в осевой вертикальной плоскости. В соответствующих местах внутреннего корпуса выполнены выступы, которые при установке входят в пазы с небольшим зазором, гарантирующим надежность перемещения вдоль шпонки.

Для фиксации внутреннего корпуса в осевом направлении служит выступ 2, выполненный на фланцах горизонтального разреза с обеих сторон в плоскости паровпуска. Указанный выступ, входя в соответствующий паз на внутренней поверхности наружного корпуса, образует фиксирующий пункт внутреннего цилиндра в осевом направлении. Таким образом, плоскость паровпуска внутреннего цилиндра неподвижно зафиксирована относительно наружного корпуса, что позволяет конструктивно просто организовать подвод пара во внутренний цилиндр сквозь наружный.

Регулирующие клапаны крепятся с помощью фланцевых соединений к наружному цилиндру в плоскости паровпуска (рис. 3-2). Патрубки регулирующих клапанов 1 проходят через межцилиндровое пространство и входят в сопловые коробки 4 внутреннего цилиндра 3. Уплотнение зазора между наружной поверхностью патрубка и внутренней поверхностью сопловой коробки осуществляется специальными упругими кольцами 6. Кольца, допуская тепловые перемещения вдоль оси патрубка, предотвращают протечки свежего пара из сопловой коробки в межцилиндровое пространство. Во избежание задиров при тепловых перемещениях в патрубки сопловой коробки загрессованы втулки 5 с высокой поверхностной твердостью. Конструкция козел аналогична поршневым кольцам двигателя внутреннего сгорания. В свободном состоянии кольцо имеет зазор по окружности. При установке регулирующих клапанов коническая поверхность втулки 5 сопловой коробки заставляя кольцо 6 сжаться и между втулкой и кольцом создается контактное давление за счет его упругости. За счет разности давлений по обе стороны кольца оно плотно прижимается торцевой поверхностью к расточке патрубка, препятствуя перетечкам пара по посадочному месту. Учитывая большой перепад давления пара, действующий на кольца, уплотнение такого типа не является абсолютно плотным. Небольшие протечки пара из

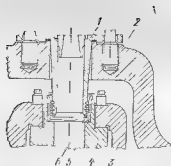


Рис. 3-2. Паровпуск ЦВД

1 — патрубок регулирующего клапана, 2, 3 — внутренний и наружный цилиндры, 4 — сопловая коробка, 5 — втулка, 6 — упругое кольцо

сопловой коробки в межцилиндровое пространство все же существуют. Но необходимо отметить простоту данной конструкции.

Внутренний корпус представляет собой отливку из жаропрочной стали перлитного класса марки 15X1M1ФЛ. Нижнюю и верхнюю половины отливают отдельно. Горизонтальный разъем проходит через ось цилиндра. При разработке конструкции внутреннего цилиндра, как и для наружного корпуса, возникает проблема обеспечения плотности фланцевого соединения горизонтального разреза и равномерного распределения масс металла. Вопросы релаксации крепежа разреза и прочности стенок для внутреннего цилиндра стоят еще более остро, так как рабочая температура металла здесь выше. Детали внутреннего корпуса имеют непосредственный контакт со свежим паром.

Для обеспечения плотности горизонтального разреза служат 20 шпилек М85х4 и М115х4. Внутренний корпус турбины К-100-130 сбочивается шпильками, нижний концы которых заворачивается в тело нижней половины цилиндра. Последние четыре шпильки турбины К-100-130-2 - сквозные. Материалом для шпилек служит сталь ЭП-182, которая обладает высокой релаксационной стойкостью. Для создания необходимых усилий затяжки все шпильки внутреннего цилиндра обтягиваются с нагревом. Для этого они имеют сквозные отверстия для установки нагревателей. П гнездо шпильки в нижней половине корпуса имеет отверстие для выхода греющего воздуха наружу. Для фиксации верхней половины относительно нижней при сборке на разрезе имеются четыре установочных штифта. В нижней половине они устанавливаются по напряженной посадке, а в верхнюю входят с минимально необходимым для сборки зазором.

Для увеличения удельного давления на горизонтальном разрезе внутреннего цилиндра турбины К-160-130-2 в средней части фланца металл выбирается фрезерованием на глубину

в несколько миллиметров. Таким образом, уплотняющим действием обладает не вся ширина фланца, а только внутренний и наружный пояски. А контактные напряжения на них увеличиваются путем уменьшения площади. Для неизменного усилия затяжки шпильки.

Для отвода конденсата из внутреннего корпуса при пуске из передней части организован дренаж. Трубопровод дренажа проходит через межцилиндровое пространство и входит в дренажный трубопровод наружного цилиндра. Пробив в нем через стенку наружного корпуса, он выходит из него и далее транспортируется отдельно.

Во внутреннем корпусе устанавливаются четыре сопловых коробки (рис. 3-1), каждая из которых соединяется со своим регулирующим клапаном. Конструкция паровпуска с сопловыми коробками наиболее приемлема с точки зрения термических напряжений. Температура металла сопловых коробок равна температуре свежего пара, поступающего в них. Температура металла внутреннего корпуса ниже. Она определяется условиями теплообмена на наружной и внутренней стенках, которые имеют контакт с более холодным паром.

Выделение в отдельную конструкцию элемента, имеющего контакт со свежим паром, позволяет анализировать температурные напряжения в паровпуске аппарата. Сопловые коробки имеют возможность свободно расширяться в соответствии со своей температурой независимо от внутреннего цилиндра. В связи с тем что на стенки сопловой коробки действует небольшой перепад давления, их выточат сравнительно тонкими. Поэтому при пуске в сопловых коробках не возникают значительные температурные напряжения. Такая конструкция паровпуска благоприятна с точки зрения технологии производства, ибо по ней можно изготавливать сложные паровпускные каналы во внутреннем цилиндре. Отливка отдельных сопловых коробок не вызывает технологических трудностей.

На рассмотренном примере конструкции паровпуска наглядно виден один из основных принципов конструирования корпусных деталей турбины. Выделяется часть узла, имеющая температуру, отличную от температуры остальной массы металла, в отдельную деталь, что обеспечивает возможность ее без внешнего расширения.

Каждая сопловая коробка представляет собой в плане четыре кольца с патрубками для входа пара от регулирующего клапана. Для крепления к внутреннему корпусу служат фланец, расположенный на патрубке. Во фланец заворачиваются 12 шпильки М30Х3, которые проходят наружу через сквозные отверстия фланца внутреннего корпуса. На шпильки наворачиваются гайки, которыми сопловая коробка притягивается изнутри к фланцу внутреннего цилиндра (рис. 3-1). Во избежание самоотворачивания

четыре гайки стопорятся одновременно нержавеющей жаропрочной проволокой из стали Х18Н10Г. Шпильки работают в условиях релаксации, так как рабочая температура их выше 500°C. Следовательно, их затяжка неизбежно ослабевает с течением времени. Поэтому при ремонтах их необходимо подтягивать. При уменьшении усилия затяжки фланцевого соединения сопловой коробки с внутренним цилиндром возможен утечка пара после 1-й ступени в межцилиндровое пространство, что снижает экономичность работы ЦВД. В расточку каждой сопловой коробки устанавливается сегмент соплового аппарата. Сегменты нижних коробок содержат по 12 сопловых каналов. Сегмент, соединенный с третьим регулирующим клапаном, имеет 17 сопловых каналов, а соединенный с четвертым — 11. Сопловый аппарат является первой ступенью преобразования потенциальной энергии свежего пара в кинетическую. Скорость пара, выходящего из соплового аппарата, используется на рабочем колесе 1-й ступени.

Каждый сегмент соплового аппарата представляет собой четвертую часть кольцевой поковки из хромомолибденовапалладиевой стали (рис. 3-3). Сегмент 4 состоит из наружной и внутренней кольцевой частей, соединенных стойками 6. В расточку между верхней и нижней частями вставляется лопаточный аппарат (стойки являются силовым элементом, они несут основную часть нагрузки от перепада давлений). Направляющие лопатки 5, образующие сопловые каналы, привариваются к бандажам, в которых проточки выполнены соответственно профилю лопаток отверстий. К концам бандажа 7 привариваются специальные прставки 8, замыкающие крайние сопловые каналы и весь сегмент. Бандаж с лопатками приваривается наружным силовым швом 1 к сегментам соплового аппарата.

Сегменты соплового аппарата крепятся в расточке сопловой коробки 3 жестко с помощью специальных отжимных винтов 2. Жесткость крепления не позволяет сегментам расширяться относительно сопловой коробки при разнице их температур. Наличие отжимных винтов создает опасность повреждения 1-й ступени в случае отворачивания любого из них. Поэтому при ремонтах необходимо особое внимание уделять надежности стопорения этих винтов.

Для того чтобы выдержать осевую зазор между ступенями и рабочими лопатками 1-й ступени, сопловые коробки имеют осевую фиксацию. Она достигается двумя шпоночными соединениями для каждой сопловой коробки в плоскости паровпуска (шпошки являются направляющими для свободного теплового

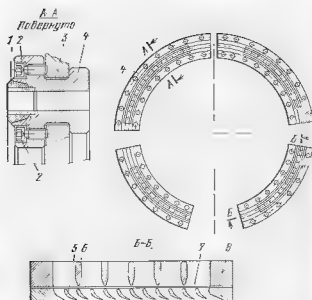


Рис 3.3 Сопловой аппарат ЦВД

расширения сопловой коробки). Они не допускают осевых смещений коробки относительно внутреннего цилиндра.

Для уменьшения нагрева окружающих сопловую коробку обоймы уплотнений и стенки внутреннего цилиндра за счет радиации тепла установлены специальные экраны, которые крепятся к сопловой коробке винтами из стали ЭП-182.

Во внутреннем цилиндре расположены пять ступеней давления. Давление в межцилиндровом пространстве определяется давлением за 5-й ступенью. Диафрагмы со 2-й по 5-ю ступень установлены непосредственно в расточках внутреннего цилиндра. Диафрагмы остальных ступеней ЦВД расположены в обоймах.

3-4. Обоймы и диафрагмы

Применение обойм преследует следующие цели. Во-первых, они создают камеры в цилиндре для организации отборов пара на регенерацию. Во-вторых, обоймы упрочняют технологическое изготовление парового цилиндра. Проточка обойм производится параллельно с обработкой цилиндра. В противном случае необходимо было бы точить в цилиндре пазы для каждой диафрагмы. Производственный цикл цилиндра при этом был бы более длительным.

Цилиндр высокого давления содержит пять обойм диафрагм. В первой расположены диафрагмы 6-й и 7-й ступеней, во второй — 8-я; в третьей — 9—11-я; в четвертой — 12-я и 13-я; в пятой — 14-я и 15-я ступени. Первая обойма отделяет межцилиндровое пространство

от камеры отвода пара на промежуточный перегрев. Обойма 8-й ступени образует совместно с раздвигательной диафрагмой камеру приема пара после промежуточного перегрева. Совместно с третьей обоймой она образует камеру II отбора. Камера III отбора образована третьей и четвертой обоймами. Полость между последними двумя обоймами сообщается с IV отбором. Камеры, образованные обоймами, должны обеспечивать пропуск необходимого расхода пара с минимальными скоростями. Увеличение скорости приводит к существенным гидравлическим потерям, неравномерному полю давлений по окружности камеры и, как следствие, к дополнительным возмущающим силам, действующим на лопаточный аппарат ротора.

Все обоймы выполняются литыми с горизонтальным разъемом, который облицовывается шпильками. Для фиксирования верхней половины относительно нижней служат призовые штифты. Опорный зуб обоймы входит в расточку наружного корпуса. У разреза к зубу верхней половины с обеих сторон винтами крепятся специальные шпонки, с помощью которых обойма подвешивается в цилиндре. Шпонки опираются на площадки у разреза цилиндра. Подгонкой опорной поверхности шпонок добиваются нужной центровки обоймы в вертикальном направлении. Масса обоймы на шпонку передается выступом, плотно входящим в паз обоймы. Установленная на шпонки обойма имеет радиальный зазор между зубом и расточкой цилиндра, примерно равной 2,5 мм. Он необходим для возможных тепловых перемещений обоймы относительно цилиндра в случае разницы их теплового состояния. Для центровки обоймы в поперечном направлении служит осьвая шпонка нижней половины. Она вставляется в тело цилиндра и крепится к нему винтом М1С. Прямоугольный выступ заходит в осевую паз обоймы и не допускает смещения относительно оси в поперечном направлении. В то же время шпонка не препятствует вертикальным и осевым тепловым расширениям обоймы относительно цилиндра. В осевом направлении обойма фиксируется опорным зубом. Перспект давлений, действующих на обойму в осевом направлении, прижимает ее к расточке цилиндра, что предотвращает перетечки пара помимо обоймы. С противоположной стороны прижатие поверхности зуба к расточке не требуется. Осевой размер зуба, соответствующий ширине расточки, обеспечивается восемью винтами М12, которые заворачиваются в зуб со стороны, не требующей прижатия. Наличие винтов значительно упрощает подгонку зуба к расточке и облегчает подъем верхней половины наружного цилиндра.

Основное требование к конструкции обоймы — это жесткость в осевом направлении, что обеспечивается необходимой толщиной опорного зуба. В противном случае возможны опасные для проточной части осевые протечки обоймы.

Конструкция обойм уплотнений принципиально не отличается от конструкции обойм диафрагм. На внутренней поверхности обойм уплотнения проточены пазы для установки уплотнительных колец. Применение обойм уплотнений также упрощает механическую обработку цилиндра. Кроме того, обоймы образуют камеры, из которых производится промежуточные отсосы пара из уплотнений.

Потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую на направляющих лопатках, которые расположены на 1-й ступени в сопловом аппарате, на остальных ступенях ЦВД — в диафрагмах, которые представляют собой перегородки между ступенями.

Конструкция диафрагмы должна удовлетворять следующим требованиям.

1) изгибная жесткость диафрагмы под действием перепада давлений должна обеспечивать минимальные осевые перемещения;

2) крепление диафрагм в обоймах должно обеспечивать свободное тепловое расширение;

3) протечки пара мимо направляющих лопаток должны быть минимальными;

4) технология изготовления диафрагм должна обеспечивать минимальное отклонение геометрии сопловых каналов от расчетной.

Диафрагмы ЦВД по конструктивным признакам можно разделить на два типа: диафрагмы с узкими направляющими лопатками и силовыми стойками и диафрагмы с широкими направляющими лопатками без дополнительных несущих элементов в канале.

Диафрагмы со 2-й по 7-ую ступень ЦВД выполнены по первому типу (рис. 3-4). Обод

диафрагмы 2 соединяется с телом 5 силовыми стойками 3. Эти три элемента представляют собой единый корпус и изготавливаются из одной заготовки. Направляющие лопатки 8 устанавливаются в профильные отверстия бандажей 9 и привариваются. Затем венец направляющих лопаток вставляется в корпус и приваривается к ободу и телу силовым сварным швом 7. Стойки 3 диафрагмы несут основную нагрузку от перепада давлений в канале, обеспечивая необходимую изгибную жесткость всей диафрагмы. Направляющие лопатки при этом значительно разгружены от перепада давлений на диафрагму. Такая конструкция отличается большей жесткостью благодаря стойкам по сравнению с другими типами и поэтому применяется в зоне высокого давления, где разность давлений по обе стороны диафрагмы значительна.

В ЦВД начиная с 8-й ступени, где перепад давления меньше, применяются сварные диафрагмы с широкими направляющими лопатками. Обод и тело этих диафрагм представляют собой отдельные конструкции. Венец направляющих лопаток приваривается верхним бандажом к ободу, а нижним — к телу. Таким образом, в данной конструкции лопатки несут основную нагрузку от перепада давлений на диафрагму.

Все диафрагмы имеют горизонтальный разъем, который уплотняется специальной прокладкой, расположенной вдоль тела диафрагмы. Относительно оси цилиндра центрируется в обойме 6 нижняя половина 4 с помощью специальных шпонок (рис. 3-5). Положение диафрагмы в вертикальном направлении определяется шпонками 5, расположенными в раземе. Эти шпонки являются опорами диафрагм. Во избежание поперечных смещений диафрагмы относительно ротора нижняя половина имеет осевую шпонку, расположенную в вертикальной осевой плоскости.

Верхняя половина диафрагмы устанавливается на нижнюю и фиксируется относительно нее в поперечном направлении при помощи поперечной шпонки на раземе. Верхняя половина диафрагмы при разборке или сборке цилиндра перемещается вместе с верхней половиной обоймы 1. С этой целью в обойму вставляются с обеих сторон осевые шпонки 2. Винты 3 предохраняют их от выпадения.

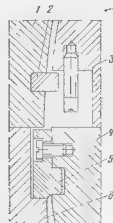


Рис. 3-5 Крепление диафрагм ЦВД в обоймах

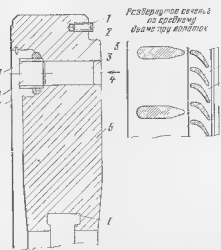


Рис. 3-4. Диафрагма 2-й ступени ЦВД.

1 — усилочный вил; 2 — обод; 3 — стойки; 4 — направляющие лопатки; 5 — тело диафрагмы; 6 — расточка диафрагменного уплотнения; 7 — сварной шов; 8 — направляющие лопатки; 9 — бандаж

Крепление диафрагм позволяет при тепловом расширении относительно корпуса сохранять первоначальную ось центрирования, так как все шпонки допускают радиальное перемещение при нагреве. Для возможности теплового расширения диафрагмы вставляются в обоймы с радиальным зазором (около 2,5 мм).

Диафрагмы при работе турбины прижимаются к торцу паза в обойме за счет перепада давлений. Поэтому посадочный торец паза обод со стороны паровыпуска фиксирует положение диафрагмы в проточной части в осевом направлении. В обод завернуты по окружности винты 1 (рис. 3-4), которые являются установочными при посадке диафрагмы в паз обоймы.

Все диафрагмы ЦВД на внутренней окружности имеют кольцевой паз 6 (рис. 3-4) для установки колец диафрагменных уплотнений, которые уменьшают перетечку пара мимо направляющих лопаток. Конструкция диафрагменных уплотнений описана в гл. 6.

В ЦВД между 7-й и 8-й ступенями установлена раздельная диафрагма. С одной стороны, раздельная диафрагма совместна с обоймой 6-й и 7-й ступеней образует камеру для обвода пара на промежуточный перегрев, с другой стороны, совместно с обоймой 8-й ступени камеру для подвода пара после перегрева. Таким образом, раздельная диафрагма образует отсек цилиндра, в который направляется пар после промежуточного перегрева. В стационарном режиме на нее действует перепад давлений, равный гидравлическому сопротивлению тракта промежуточного перегревателя. Раздельная диафрагма состоит из двух половин, соединяемых по горизонтальному размеру крепежом. Нижняя половина фиксируется в цилиндре двумя боковыми и осевой шпонками аналогично другим диафрагмам. На внутренней расточке раздельной диафрагмы расположены четыре кольцевых паза для уплотнительных колец.

Со стороны камеры подвода пара после промежуточного перегрева поверхность раздельной диафрагмы защищена тепловым экраном, который состоит из двух листов аустенитной стали с проложенной между ними асбестовой прокладкой.

3-5. Цилиндр низкого давления. Особенности конструкции

В ЦНД происходит процесс расширения пара от давления 0,44 МПа до конечного давления в конденсаторе 3,43 кПа. Большие удельные объемы пара в конце процесса расширения определяют значительные габариты конструкции. Проточная часть низкого давле-

ния расположена в обойме, к которой по ресиверу подводится пар из ЦВД. Наружный цилиндр выполняет функцию выхлопного патрубка, направляя отработавший пар в конденсатор, с которым он жестко связан. Давление между обоймой и стенкой наружного цилиндра равно давлению в конденсаторе.

Отметим ряд особенностей корпусов низкого давления.

1. Большие размеры выхлопных патрубков определяют значительные нагрузки конструкции (корпус ЦНД нагружен атмосферным давлением, собственной массой и массой обоймы и ротора). Однако перемещения от них должны быть ограниченными. Жесткость конструкции цилиндра должна обеспечить минимальные деформации расточек концевых уплотнений, посадочных мест обоймы проточной части и опор ротора.

2. Рабочий пар после лопаток последней ступени поворачивает на 90° и проходит в конденсатор. Организация потока выхлопного пара представляет собой важную задачу, так как аэродинамические потери существенно снижают к. п. д. Аэродинамические совершенство выхлопного патрубка характеризуются разницей давлений в конденсаторе и непосредственно за лопатками последней ступени. Поток пара можно так организовать, чтобы выхлопная скорость использовалась для восстановления давления. Эта сложная задача решается на моделях выхлопных частей путем их продувки и последующей конструктивной доработки.

3. Цилиндр низкого давления имеет опоры ротора, встроенные в выхлопной патрубок. Динамические силы инерции неуравновешенных вращающихся масс действуют на опоры вызывая их вибрацию. Амплитуда вибрации зависит от многих факторов, в том числе и от жесткости опор. При увеличенной податливости встроенных опор повышается амплитуда вибрации, снижаются критические частоты вращения и возможен резонанс собственной частоты колебаний опоры с частотами возмущающих сил небаланса. Это приводит к увеличению вибрации даже при удовлетворительной уравновешенности ротора. Динамическая жесткость встроенных опор является одним из основных требований к конструкции выхлопных патрубков. Пролет ротора между опорами короче, чем проем фундамента. Поэтому опоры ротора расположены консольно относительно фундамента и опор цилиндра. Необходимая жесткость их обеспечивается листами и ребрами, связывающими опоры ротора с опорными поверхностями цилиндра.

4. Давление пара внутри выхлопных патрубков 3,43 кПа. При наличии различных неплотностей наружный воздух, проникая в па-

ровое пространство конденсатора, повышает давление в нем, что снижает экономичность работы турбоустановки. Таким образом, наружный корпус низкого давления должен иметь хорошие уплотнения, предотвращающие проникновение воздуха внутрь корпуса через разъемы, уплотнения и фланцы.

3-6. Конструкция ЦНД

Наружный корпус ЦНД (рис. 3-6) сварен из листовой углеродистой стали. Для возможности сборки корпус имеет горизонтальный разъем, расположенный в плоскости оси турбины. Для удобства транспортировки и по технологическим соображениям корпус имеет также вертикальный разъем, плоскость которого перпендикулярна оси турбины и расположена по оси паровпуска цилиндра. Нижняя половина цилиндра является несущей. На нее приходится основная весовая и динамическая нагрузка. Для создания жесткости нижняя часть внутри имеет поперечные листы и продольные связи в виде труб и листов. Крайние поперечные листы 5 несут основную нагрузку от массы ротора и динамических сил. В плоскости этих листов в картерах расположены подшипники. Жесткость этих листов определяет жесткость опоры ротора при действии неравномерных вращающихся масс и статического веса ротора. Они жестко связаны продольными связями в виде труб и продольных пластин, связывающих их с торцевой стенкой и соседним поперечным листом. Следующие по направлению к центру листы 6 несут нагрузку от массы обоймы. У разъема к ним приварены опорные площадки 7 на которые устанавливается обойма с диафрагмами. В средней части листы имеют вырез по контуру обоймы. Они также уси-

лены для создания необходимой жесткости продольными трубами и пластинами. Между поперечными связями по всей окружности расположены листы, направляющие поток пара после лопаток последней ступени. Направление создается направляющим листом 8, выполненным в виде поверхности тора, и изогнутыми радиальными. Набор направляющих листов одновременно увеличивает жесткость соседних поперечных. Поперечные листы, расположенные по оси паровпуска, служат для создания общей жесткости патрубка. Они имеют продольные связи с соседними поперечными листами. Кроме того, они служат для соединения обеих нижних половин патрубков. На них расположены фланцы вертикального разъема.

Картеры подшипников 3 турбины К 160 130 — литые и свариваются в выходной патрубок. Пространство выходного патрубков отделяется от картеров коническими листами, к которым приваривается торцевой лист-полукольцо с корпусом концевых уплотнений 2. Между картером и коническим листом проходят маслопровод к подшипнику и трубопроводы подвода пара к корпусу уплотнений и отсоса паровоздушной смеси.

В картере со стороны ЦВД расположены подшипники № 2 и 3. В картере со стороны генератора расположены подшипники № 4 и 5 и валоповоротное устройство турбины.

В турбине К-160 130-2 оба картера сварные. Кроме того, для улучшения аэродинамических качеств патрубка добавлены окружные направляющие листы в виде тора. В турбине К-160-130-2 эти листы установлены как в нижней, так и в верхней половине патрубков.

По всему периметру нижней половины ЦНД приварен балкоп для установки на фундаменте. Балкоп усилен ребрами. Снизу к нему привариваются прямоугольные бонки 9,

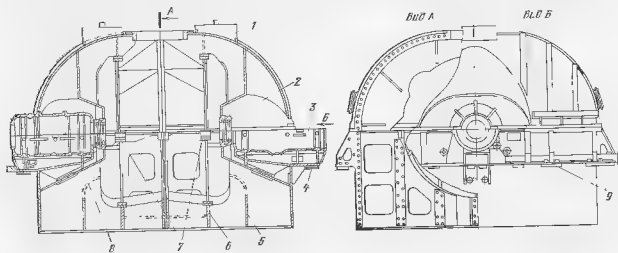


Рис. 3-6. Наружный корпус ЦНД.

которые передают массу цилиндра на фундаментные плиты.

После приварки опорная поверхность болта обрабатывается в одной плоскости и подгоняется к плитам. При тепловом расширении выходящего патрубка болт скользит по плитам. В районе паровпуска фундаментные плиты имеют поперечные шпонки, которые заходят в паз выходящий в болтах. Поперечные шпонки фиксируют ЦНД и вместе с тем всю турбину в осевом направлении относительно фундамента. Плоскость, проходящая через эти шпонки, является основной при тепловом расширении турбины и наклоняется фиксирующим муфтовым турбины. Для фиксации ЦНД относительно оси в поперечном направлении сужают осевые муфтовые соединения 4, расположенные под картерами подшипников. Одновременно (и являются направляющими при осевом тепловом расширении) патрубка. В связи с тем, что подшипники ротора большого давления устанавливаются в патрубки, шпонки одновременно фиксируют и ротор относительно оси турбины в поперечном направлении.

Для того чтобы предотвратить подъем цилиндра при корабелении или выстреле в аварийной ситуации, на болтах предусмотрены болты с дистанционными шайбами. Шайбы заворачиваются в фундаментные плиты. Для того чтобы усилие болтов не препятствовало свободному расширению патрубка, между головкой болта и фундаментом плитой устанавливается дистанционная шайба. Между головкой болта и поверхностью патрубка имеет шайба, подолом которой обеспечивается нужный зазор.

Фундаментные плиты ЦНД устанавливаются в одной плоскости с помощью клиньев и установочных болтов. К фундаменту плиты крепятся верхними болтами, которые проходят сквозь ригель фундамента. После установки турбины плиты заливается бетоном до уровня пола машинного зала.

На верхней половине цилиндра расположены два атмосферных клапана 1, которые являются предохранительными в случае повышения давления внутри выходящего патрубка. Предохранительным и уплотняющим элементом в них является кольцо парниа, которое соединяет клапан и седло. Под действием небольшого избыточного давления паронит разрывается, клапан откидывается и соединяет внутреннее пространство патрубка с атмосферой. Обычно открытие атмосферных клапанов ЦНД происходит в случае прекращения подачи охлаждающей воды в конденсатор при продолжающемся поступлении пара в выходящий патрубок или в паровое пространство конденсатора.

Верхняя половина ЦНД воспринимает нагрузку только от наружного атмосферного давления. Для жесткости она усилена внутренними ребрами и наружными швеллерами. На турбине К-160 130 2 верхняя половина имеет более рациональные формы с отклонением аэродинамичности и для улучшения внешнего вида не имеет наружных швеллеров. По техническим соображениям корпус уплотнен на турбине К 160 130 2 крепится к верхней половине патрубка фланцевым соединением. Этому ратему необходимо уделять внимание в процессе эксплуатации и при ремонтах, так как он может быть источником проникновения воздуха в вакуумную систему.

3-7. Обойма и диафрагмы

Для размещения проточной ЦНД и организации камер регенеративных отборов служат обойма (рис. 3-7), в которую устанавливаются диафрагмы низкого давления. Обойма представляет собой сварную конструкцию из листового углеродистой стали. Горизонтальный разъем делит обойму на две половины, обточиваемые крепежом 7. Каждая половина состоит из паружной обечайки 2 и двух внутренних полуколец 3. Каждое полукольцо связано с обечайкой вертикальными ребрами 5. На внутренних полукольцах прочтены посадочные места диафрагм. Вертикальные ребра и паружная обечайка образуют камеры отборов на подогреватели низкого давления. Верхняя половина обоймы имеет входной патрубок 1, который проходит через отверстие в верхней половине выхлопного патрубка и соединяется с ресивером. Между фланцами ресивера и патрубка обоймы устанавливается промежуточное кольцо, к которому приварен линзовый компенсатор. Другим концом компенсатор крепится с помощью фланца к выхлопному патрубку. Таким образом, достигается уплотнение места выхода патрубка обоймы наружу. Податливость линзы компенсирует разницу в тепловом расширении обоймы и выхлопного патрубка. Для размещения крепежа обоймы служат фланцы горизонтального разреза, которые привариваются к наружной

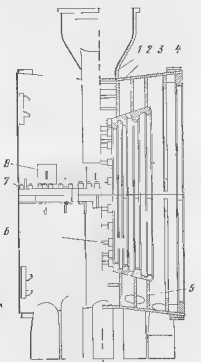


Рис. 3-7. Обойма ЦНД

обечайке. Каждое внутреннее кольцо сблчи-
вается чстырмя шпильками, которые заворачиваются в приваренные для этой цели болки.
Для возможности затяжки этих шпилек, распо-
ложенных внутри обоймы, служат три лоч-
ка 8 (у развема па верхней половине с каж-
дой стороны обоймы). На каждое внутреннее
кольцо в осевом направлении действует пере-
пад давления первых четырех ступеней, кото-
рый стремится переместить их в направлении
хода пара каждого потока. Для увеличения
осевой жесткости в камере паровпуска обой-
мы установлены крутые стержни 6, соеди-
няющие оба внутренних кольца. Один конец
стержня приварен к торцу кольца. Второй
конец имеет бурт, который передает на него
растягивающее усилие. Стержни имеют воз-
можность свободно удлиняться при нагреве.
Этим предотвращается деформация элемен-
тов обоймы при разнице температур стержней
и обечайки.

Внутренние кольца обоймы омываются паром, проходящим через проточную часть, и имеют температуру, близкую к температуре омываемого пара. Наружная обечайка за счет исптосбмена спаружи с пространством, где находится выхлщной пар, имеет более низкую температуру. В результате разности температу-
ры между наружной обечайкой и внутренни-
ми кольцами могут возникнуть термические
напряжения сжатия на внутренних кольцах и
напряжения растяжения на обечайке. При
превышении предела текучести углеродистой
стали (при температуре 320°C) на внутрен-
них кольцах произойдет пластическая дефор-
мация сжатия. Это приводит к зазору на гори-
зонтальном развеме внутренних колец.

Во избежание значительных термических дефор-
маций обоймы низкого давления принят ряд конструк-
тивных мер. Наружная поверхность обечайки покрывает-
ся специальным тепловым экраном. Экран существенно
уменьшает тепловой лоток от обечайки наружу в про-
странство парубки и за счет этого повышает температу-
ру обечайки. Этим уменьшается разность температур
между внутренними кольцами и обечайкой. Для защиты
поверхности обоймы от охлаждения влажным паром,
сбрасываемым в переходной патрубке между ЦНД и
конденсатором, служа защитными, защитные листы
в выхлщной парубке. Листы образуют замкнутый от-
сек, в котором расположена обойма.

Относительно выхлщной парубки в осевом на-
правлении обойма зафиксирована с каждой стороны
выступом, который входит в паз башмака, приваренно-
го к листам выхлщной парубки. Выступ выгоден за-
одно с нижним фланцем горизонтального развема и
расположен в плоскости паровпуска обоймы. Таким об-
разом, плоскость паровпуска обоймы неподвижна отно-
сительно корпуса ЦНД. От нее обойма расширяется
при нагреве в обе стороны. Для предотвращения поперечных смещений
обоймы служат осевые шпильчатые соединения 4, распо-
ложенные в осевой вертикальной плоскости по краям
обоймы. Спору обойм выполнены в виде чстырех лоп-
ток, которые являются продолжением фланца нижней поло-
вины. Верхняя половина обоймы фиксирует я относ-
ительно нижней при помощи горизонтальных болтов. Во избе-

жании подъема обоймы на лапах установлены болты
с дистанционными втулками и шайбами.

Диафрагмы ЦНД выполняются литыми
из серого чугуна с направляющими лопатка-
ми из нержавеющей стали. Все диафрагмы
ЦНД, кроме 5-й ступени, устанавливаются в
кольцевых выступях обоймы, которые фикси-
руют их в осевом направлении. Диафрагма
5-й ступени устанавливается таким же спосо-
бом в диафрагме 6-й ступени, которая имеет
для этого специальный кольцевой выступ.

Нижние половины диафрагм центрируются
относительно оси турбины боковыми и осевой
шпонкой аналогично диафрагмам ЦВД. Верх-
ние половины устанавливаются на нижних и
фиксируются на нем в поперечном направле-
нии шпонкой на горизонтальном развеме. Уп-
лотнение развема диафрагм со 2 по 6-ю сту-
пень осуществляется продольной шпонкой.
Диафрагма последней ступени имеет крепеж
на горизонтальном развеме.

На внутреннюю расточку диафрагмы 1-й
ступени устанавливается направляющий ап-
парат паровпуска ЦНД. Внутренняя расточка
остальных ступеней имеет кольцевой паз для
установки уплотнений, которые уменьшают
расход пара мимо направляющих лопаток.
Обе диафрагмы 5-й и 6-й ступеней со сторо-
ны входа пара имеют кольцевой козырек,
который является влагоуловителем. К диафраг-
ме 6-й ступени со стороны выхода пара при-
болчивается козырек, расположенный над ло-
патками последней ступени. Он уменьшает
радиальную утечку потока пара, проходящего
через лопатку последней ступени.

Конструкция диафрагмы 3-й ступени ЦНД
показана на рис. 3-8.

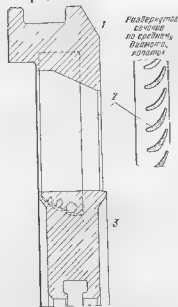


Рис 3-8 Диафрагма третьей ступени ЦНД.

1 — обод, 2 — направляющая лопатка, 3 — экран

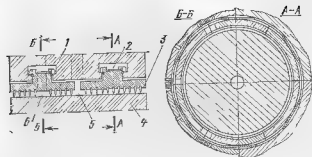


Рис. 3-10 Концевое уплотнение ЦВД

1 корпус уплотнений, 2 плоская пружина, 3 сегмент кольца, 4 вала, 5 — камера подвода уплотняющего пара, 6 — камера отсоса паровоздушный смеси

туль. Уплотнительные ушки располагаются и зачеканиваются в кольца, которые устанавливаются в специальные пазы корпусных деталей. Кольцо состоит из шести сегментов. Каждый сегмент прижимается к пазу в радиальном направлении специальной плоской пружиной. Другой фиксации в радиальном направлении сегменты не имеют, поэтому центрирование колец уплотнений относительно оси турбины определяется расточкой пазов и, следовательно, центровкой той корпусной детали, в которую они установлены. Для возможных тепловых расширений между сегментами имеется окружной тепловой зазор.

В радиальном направлении сегменты колец имеют возможность перемещаться на 4 мм от ротора. Для этого необходимо усилие 50-100 Н, которое преодолевает упругость плоских пружин. При «задевании» сегмент под действием ротора отодвигается.

Сила трения в этом случае определяется усилием пружины. В случае жесткой установки колец уплотнений в пазу сила трения значительно больше, что приводит к большому износу металла ушек и к большому количеству тепла, проникающему при «задевании» в ротор. Радиальная подвижность сегментов с пружинами сохраняется только при пуске и останове, когда давление пара внутри цилиндра незначительно. При номинальной нагрузке подвижности сегментов уплотнений препятствуют силы парового давления. Перепад давления пара, действующий на кольцо, прижимает сегмент к торцу расточки пазов, открывая зазор с противоположной стороны. Пар со стороны более высокого давления заполняет пространство под сегментом. Среднее давление пара со стороны проточной части уплотнения всегда меньше. Это обеспечивает радиальную разность давлений, которая дополнительно прижимает сегмент к расточке.

Для диафрагменных уплотнений ЦВД это усилие составляет примерно сотни килограммов. При «задевании» эта сила прижимает сегмент к ротору. В этом случае подвижность сегментов незначительна, что создает значительные силы трения.

Переднее концевое уплотнение (рис. 3-9) состоит из 13 колец 6. В обиме внутреннего корпуса 5 установлены 6 колец, следующие 4 кольца устанавливаются в две обимы уплотнений, находящихся в наружном корпусе. Остальные два кольца расположены в турбине непосредственно в наружном корпусе. Для уменьшения длины уплотнения и создания более экономичной схемы концевых уплотнений применяются промежуточные отсосы пара по длине уплотнения. За 5-м кольцом по ходу пара расположена камера, из которой пар отводится по двум трубам за 6-ю ступень ЦВД. Таким образом, энергия утечки пара после сопла 1-й ступени и частично из межцилиндрового пространства используется в проточной части турбины после 6-й ступени. За 6-м кольцом устанавливается давление межцилиндрового пространства. Камера за 8-м кольцом, образованная двумя обимами уплотнений, сообщается с пятым отбором и в ней устанавливается давление 0,46 МПа. Из этой камеры осуществляется отсос пара в ПНД4. Следующая по ходу пара камера расположена за 10-м кольцом. Для турбины К 160-130 в ней устанавливается разрежение, так как из нее пропущивается отсос пара в ПНД2, давление в котором 0,07 МПа. Пространство за 11-м кольцом сообщается с расположенной над ним камерой, образованной приваренными к наружному корпусу листами. Это — камера подвода, в нее подводится пар из деаэратора через регулирующий клапан, который поддерживает избыточное давление 0,01-0,02 МПа. Камера подвода служит для заправки камеры вакуумного отсоса и цилиндра, когда в нем разрежение (например, при пуске). Расположенная рядом (первая снаружи) камера, образованная также листами, приваренными к цилиндру, соединена трубопроводом с эжектором уплотнений. С проточной частью уплотнения камера соединяется пазами или отверстиями в середине последнего кольца. Через эту камеру осуществляется отсос паровоздушной смеси эжектором уплотнений. Отсасываемую паровоздушную смесь образуют воздух, проникающий в зазор уплотнения снаружи, и утечка пара из камеры подвода.

Схема потока пара в переднем концевом уплотнении турбины следующая. Утечка пара после сопла 1-й ступени проходит последовательно пяти колец, расширяясь до давления за 6-й ступенью. Утечка пара из межцилин-

рогового пространства направляется как за 6-ю ступень, так и в камеру вакуумного отсека. Попутно часть пара уходит на ПНД4 из камеры за 8-м кольцом. Пар из камеры подвода ($p = 0,01 \div 0,02$ МПа) поступает в камеру вакуумного отсека и на эжектор уплотнений.

Отсос в вакуумную систему за 10-м кольцом необходим для ликвидации прохода пара высокой температуры, находящегося внутри цилиндра, наружу и во избежание нагрева концевой части цилиндра. Это характерная особенность переднего кондового уплотнения рассматриваемой турбины. Если поддерживать искусственно в камере вакуумного отсека избыточное давление, то пар высоких параметров из межцилиндрового пространства пройдет до конца уплотнения и при увеличенных зазорах неизбежен его выход наружу. При этом нагреваются наружный воздух и опора переднего подшипника.

Для нормальной работы режима вакуумного отсека из уплотнений важно, чтобы из всех режимов происходило падение затравки паром с давлением 0,01-0,02 МПа камеры вакуумного отсека от наружного подвода. В противном случае воздух, попадая в вакуумную систему турбоустановки через ПНД2, вызывает существенное повышение давления в коллекторе.

Для надежного запаривания камеры вакуумного отсека необходимо, чтобы в камере подвода у ротора по всей окружности сохранялось избыточное давление. Это зависит от давления в коллекторе уплотнений и от сопротивлений трассы, включая сопротивление кольцевой камеры, в которую подводится уплотняющий пар. Если сопротивления камеры достаточно велики, то в местах отдаленных от врезки подводящей трубы в камеру, количество уплотняющего пара может быть недостаточным и в них могут возникнуть зоны разрежения, через которые будет проникать наружный воздух. В таких случаях целесообразно выполнить дополнительный подвод пара в верхнюю половину камеры (противоположно существующей врезке в нижней половине).

В практике эксплуатации не удается поддерживать в камере вакуумного отсека расчетное разрежение такое же, как в ПНД2. Учитывая опыт эксплуатации, завод при проектировании турбины К 160 130 2 ликвидировал вакуумный отсос из переднего уплотнения. Из камеры после 10-го кольца противостоит отсос в ПНД3 с давлением 0,14 МПа. В этом случае при номинальной нагрузке нет необходимости подавать уплотняющий пар с давлением 0,01-0,02 МПа. Из камеры подвода пар поступает отсос пара при давлении в коллекторе подачи. Подвод уплотняющего пара необходим только в режимах, когда в ЦВД имеется разрежение. В схеме уплотнений турбины К 160 130 2 давление в конденсаторе при работе под нагрузкой не зависит от состояния переднего кондового уплотнения, так как вакуумный отсос отсутствует. Это увеличивает надежность работы турбины.

Десять колец переднего кондового уплотнения рассчитаны на специальных обоях. Проникновение обойного решета задачу образования камер промежуточных отсеков достаточных размеров. Кроме того, наличие обойм уплотнений снижает объем межцилиндровых образований.

Камеры подвода пара и отсека паровоздушной смеси переднего кондового уплотнения турбины К 160 130 представляют собой сварную конструкцию состоящую из одного листа с наружным корпусом ЦВД. Подводящий в камеру подвода из деаэратора пар имеет значи-

тельно более низкую температуру, чем передняя обойка стенка цилиндра при номинальной нагрузке. В связи с этим и температура металла окружающего камеру подвода, значительно ниже температуры металла внутреннего цилиндра. Возникшие при этом термические напряжения растяжения в концевой части цилиндра могут достигать больших значений, что иногда приводит к остаточным деформациям.

Концевые части К-160 130-2 отличаются от корпусов уплотнений, выполненных с помощью сварки заодно с цилиндром турбины. Камеры подвода уплотняющего пара и отсека паровоздушной смеси образованы тремя обоймами. В каждой из них расположено по одному кольцу (10, 11 и 12-е). Применение отдельных обойм позволяет получить камеры подвода и отсека достаточных размеров. Отсутствие отверстий и пазов уплотнения существенно снижает сопротивление прохождению пара, что важно для равномерного распределения давления пара по окружности камер. Обоймы крепятся у разреза с помощью боковых шпонок, центровка их в поперечном направлении обеспечивается осевой шпошкой в нижней половине. Таким образом, обоймы уплотнений имеют возможность расширяться соответственно своему тепловому состоянию независимо от цилиндра. Применение обойм с независимым тепловым расширением позволяет избежать температурных напряжений, которые могут иметь место в концевой части турбины.

Заднее концевое уплотнение ЦВД турбины содержит пять колец, расположенных непосредственно в растчках наружного корпуса. Сравнительно небольшой перепад давления не требует развитого по длине уплотнения с промежуточными отсеками. За третьим по ходу пара кольцом имеется камера для подачи пара давлением 0,01-0,02 МПа, а за четвертым - камера отсека паровоздушной смеси на эжектор уплотнений. Обе камеры проточены в паружном цилиндре. Поскольку заднее концевое уплотнение не имеет вакуумного отсека, подвод пара в нему происходит только в режимах пуска и останова, когда в цилиндре имеется разрежение. При номинальной нагрузке через камеру подвода пара производится отсос пара в коллектор подачи пара на уплотнения при том же давлении. Кольца заднего кондового уплотнения турбины К 160 130 2 расположены в обоях. Как указывалось выше, это уменьшает термические напряжения в концевой части цилиндра и позволяет организовать камеры достаточных размеров. В незначительной посадочного места наружной обоймы она прижимается к торцу расточки восемью нахлестными болтами М12.

Концевое уплотнение ЦВД турбины (см рис. 3-10) состоит из двух колец, расположенных в общем корпусе 1, который сварен в тор-

цевую стенку цилиндра. Камра подвода уплотняющего пара 5 расположена между колцами. Отсос паровоздушной смеси производится через пазы или отверстия, находящиеся в средней части наружного кольца. Камеры подвода и отсоса проточены в корпусе уплотнения. Концевое уплотнение ЦНД наиболее простое по конструкции в связи с небольшим перепадом давления, приходящимся на него. Лабиринт образован только усиками колец. Вал под ними в отличие от уплотнений ЦВД гладкий, без трещинок. Основное требование к концевым уплотнениям ЦНД — надежное заграждение вакуумного пространства цилиндра от атмосферного давления. Это достигается равномерным распределением по окружности камеры подвода избыточного давления уплотняющего пара. С этой точки зрения желательно иметь сечение камеры подвода достаточно больших размеров, чтобы скорости пара и, следовательно, потери были минимальными.

В турбине К-160-130-2 корпуса уплотнений ЦНД выполнены в виде сварной топкой стеной конструкции, что позволило увеличить размеры камеры подвода. Верхние половинки корпусов уплотнения из технологических соображений крепятся к цилиндру фланцевым болтовым соединением.

Диафрагменные уплотнения уменьшают утечку пара в зазор между диафрагмой и ротором. Конструктивно кольца диафрагменных уплотнений не отличаются от колец концевых уплотнений. Все диафрагмы висят только на одном кольце, так как больше размотать невозможно. Разделительная диафрагма содержит четыре кольца, которые устанавливаются в расточку и прижимаются к ней плоскими пружинами.

3-9. Опорные подшипники

Роторы турбины опираются на подшипники, которые воспринимают все радиальные статические и динамические нагрузки от массы ротора, лопаточные, паровые и др. Опорные подшипники турбины являются подшипниками сальничного гидродинамического типа.

Подшипник № 1 расположен в передней опоре турбины и является опорно-упорным. Он служит не только опорой ротора высокого давления, но и предназначен для восприятия осевых усилий валопровода и установок роторов в нужном осевом положении относительно статорных деталей. Подшипники № 2 и 3 расположены в переднем картере ЦНД, № 4 и 5 — в картере со стороны генератора. Подшипник № 5 является опорой ротора генератора. Опорные подшипники № 2–5 конструктивно выполнены одинаково.

Основное требование к опорным подшипникам турбины — обеспечивать жидкостное трение между вращающейся цапфой ротора и вкладышем при минимальных механических и тепловых потерях. Кроме того, подшипник должен обладать необходимым запасом грузоподъемности и динамической устойчивости [7].

Смазка опорных подшипников обеспечивается подачей масла в зазор между внутренней расточкой вкладыша и цапфой ротора. При вращении цапфы захватывается масло в клиновидный зазор, в котором создается высокое давление. Наибольшим оно будет в зоне минимального зазора. Ротор всплывает при вращении на масляной пленке. В равновесном положении суммарное давление масла уравновешивает весовую нагрузку ротора. Если минимальный зазор перекрывает неровности цапфы и вкладыша, то происходит жидкостное трение с малым коэффициентом трения. При жидкостном трении сопротивляющиеся движению определяются только внутренними силами вязкой жидкости.

Режим работы опорного подшипника зависит от расхода и вязкости масла, окружной скорости вращения ротора, массовой нагрузки, зазоров между вкладышем и цапфой и чистоты обработки поверхностей цапфы и вкладыша.

При трении в подшипнике выделяется тепло, которое отводится маслом. Для отвода тепла требуется больше масла, чем для смазки. Излишнее количество масла сливается через торцы подшипника и через вертикальный канал с правой стороны вкладыша. Слив через этот канал позволяет пропустить дополнительное расходу масла через герметично по юбке вкладыша и отвести тепло от цапфы.

При расточке внутренней поверхности вкладыша по круглому цилиндру верхний зазор получается в 2 раза больше, чем боковой. Такое решение по ряду соображений в современных турбинах не применяется.

Верхний зазор во вкладыше выполняют таким же, как и боковые, что создает условия для образования масляного клина и повышения давления масла в верхней половине вкладыша. При этом образуется усилие, действующее вертикально вниз на цапфу ротора. В этом случае перемещение цапфы под действием центробежных сил небаланса ротора будет меньше, чем при цилиндрической внутренней расточке вкладыша. Особое значение приобрел верхний масляный клин как средство уменьшения автоколебаний легких роторов на масляной пленке. Теоретически и экспериментально доказано, что ротор на вкладышах с верхним масляным клином динамически устойчивее, чем при цилиндрической расточке вкладыша.

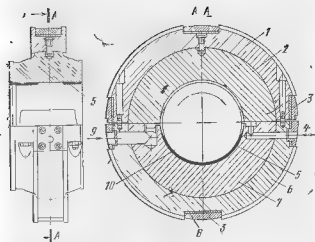


Рис 3-11 Опорный подшипник

1, 6 — установочные полукольца; 2, 7 — вкладыши; 3 — опорные полукольца; 4 — линия аварийного масляного насоса; 5 — баббит; 8 — прокладка; 9 — подвод масла; 10 — ротор

На рис 3-11 изображен опорный подшипник № 2 (№ 4). Он состоит из вкладышей 2, 7 и установочных полуколец 1, 6, разделенных для сборки горизонтальным разъемом. Нижняя и верхняя половины вкладыша сболчиваются двумя болтами М30 и двумя шпильками М30. Последние фиксируют обе половины вкладыша относительно друг друга.

Установочное кольцо и вкладыш сопрягаются по сферической поверхности что дает возможность вкладышу проворачиваться на некоторый угол относительно установочного кольца, следуя за цапфой ротора. Этим достигается при сборке самоупаковка вкладыша относительно цапфы. Подшипник устанавливается в расточку корпуса на подушках 3, которые привинчиваются к установочному кольцу. Под подушками имеются специальные прокладки 8, обеспечивающие центровку подшипника относительно оси турбины. Меняя толщину набора прокладок, достигают необходимого положения ротора в цилиндре или одного ротора по отношению к другому при монтаже или ремонте турбины. Через подушки передаются все усилия от ротора на статор. Для обеспечения необходимой жесткости подшипника в сборе все сопрягаемые поверхности вкладыша с установочным кольцом тщательно подгоняются, а затем подшипник плотно устанавливается в расточку. Плотность обеспечивается созданием натяга по наружному диаметру колодок. Натяг осуществляется наружной крышкой подшипника. Во избежание поворота по вращению вкладыш стопорится относительно установочного кольца специальной шпилькой в верхней половине, а установочное кольцо относительно корпу-

са двумя шпонками в верхней половине у разъема.

Подшипник фиксируется в осевом направлении буртами на установочном кольце. Подводящий масляный канал 9 расположен в нижней половине подшипника с левой стороны. Масло подводится к разъему, откуда через зазор между половинами вкладыша попадает к цапфе ротора. Когда масло пройдет по направлению вращения через масляный зазор верхней половины, оно увлекается вращающейся цапфой в масляный клин нижней половины.

Внутренняя поверхность вкладыша заливается антифрикционным сплавом — баббитом, который уменьшает трение при работе турбины на ваготоротном устройстве и при низкой частоте вращения во время пуска и останова. В этих режимах работы окружная скорость ротора недостаточна для образования необходимого давления в масляном клине и характер трения полусухой.

3-10. Упорный подшипник

Упорный подшипник турбины (рис. 3-12) конструктивно совмещен с первым опорным подшипником. Оба подшипника имеют общий вкладыш 4. Осевое усилие роторов передается на упорный подшипник через упорный гребень 8, передаваемый на передний конец ротора высокого давления. Гребень фиксируется

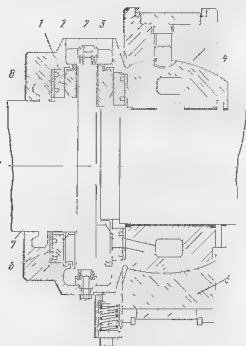


Рис 3-12 Упорный подшипник

1, 3 — болты; 2 — упорные полукольца; 4 — вкладыш; 5 — установочное кольцо; 6 — прокладка; 7 — ротор; 8 — упорный гребень

ла валу с одной стороны специальным буртом, а с другой — разрезной кольцевой шпонкой, которая крепится снаружи сплошным кольцом.

Осевое усилие роторов образуется в результате переслаива давлений со обе стороны рабочих лопаток и дисков и действия различного давления на торцевые участки ротора высокого давления. Осевое усилие достигает в работе нескольких десятков килограммов и может меняться в широких пределах в зависимости от режима работы турбины и степени реактивности облопачивания, которая в свою очередь зависит от запаса проточной части солями. Резкое изменение осевого усилия может происходить при быстрых сбросах и наборах нагрузки, так как различные отсеки турбины заплывают и опорожняются одновременно.

В связи с этим следует отметить, что основным требованием к упорному подшипнику является надежность во всех режимах работы. Выход из строя упорного подшипника во время работы турбины влечет за собой недопустимое перемещение ротора в осевом направлении, задвигание дисков о диафрагмы и может вызвать полное разрушение проточной части турбины. Надежность работы упорного подшипника турбины обеспечивается необходимой жесткостью деталей и организацией жидкостного трения при вращении ротора.

Упорный подшипник (рис. 3-12) состоит из установочного кольца, вкладыша с баббитовой заливкой, двух рядов упорных колодок, между которыми расположен упорный гребень ротора. Колодки 2 являются основными деталями упорного подшипника. Они устанавливаются на обоямах 1, 3 вкладыша 4 с помощью штифтов, которые позволяют каждой колодке поворачиваться на небольшой угол относительно вертикальной плоскости упорного гребня. Благодаря этому создаются условия для создания масляного клина между колодками и гребнем. При вращении ротора в масляной пленке создается большое давление, равнодействующая сила которого уравновешивает осевое усилие роторов. Упорный гребень имеет возможность перемещаться между двумя рядами упорных колодок на 0,4—0,5 мм разбега ротора в упорном подшипнике. Увеличение его вносит непосредственность в осевые зазоры проточной части, а уменьшение ухудшает условия смазки упорного подшипника. Для точной установки разбега служат кольцевые прокладки 6, расположенные по окружностям, на которых крепятся колодки. Изменение разбега производится содействующей пригонкой толщины этих прокладок. Опорно-упорный подшипник фиксируется в передней опоре при помощи раз-

резной установочной шпонки. На каждой половине установочного кольца имеется по три центровочные подушки, фиксирующие опорно-упорный подшипник в радиальном направлении. Изменение его положения производится установкой соответствующих прокладок под подушки. В осевом направлении опорно-упорный подшипник фиксируется двумя буртами, выполненными на наружной поверхности установочного кольца и охватывающими выступ на передней опоре, на котором расположена расточка подшипника. Осевое положение подшипника обеспечивает необходимые осевые зазоры в проточной части и уплотнениях турбины. Для возможности изменения осевых зазоров в проточной части между буртами и выступом устанавливаются специальные прокладки.

Установочное кольцо и вкладыш сопрягаются по сферической поверхности, что обеспечивает самоустановку вкладыша относительно цапфы ротора и упорного гребня. Этим достигается равномерное прилегание опорного подшипника по длине к цапфе и равномерное нагружение всех колодок.

Вкладыш и установочное кольцо обточены по разному диаметру. Затяжкой крепежа кольца создается натяг вкладыша. Натяг всего подшипника обеспечивается крышкой передней опоры.

Опорно-упорный подшипник имеет два подвода масла. Первый — к опорному подшипнику и к упорным колодкам со стороны генератора, второй — к упорным колодкам со стороны регулятора. К опорному подшипнику масло подводится в кольцевую полость во вкладыше, из которой оно направляется к цапфе ротора через зазор по разному и в пространстве между колодками по горизонтальным сверлениям во вкладыше. Слив масла из опорно-упорного подшипника осуществляется с торца опорного подшипника в через отверстия во вкладыше из полости под упорным гребнем.

Для уменьшения потерь, связанных с трением цилиндрической части упорного гребня о масло и устранением его нагрева, в подшипнике предусмотрено уплотнительное кольцо.

Для предотвращения опрокидывания вкладыша при подъеме ротора служит поддерживающее пружинное устройство.

Надежность работы турбины К 160-130-2 в аварийных ситуациях, когда прекращается подача масла к подшипникам, обеспечивается системой аварийного масляного насоса. На передней опоре и в двух полостях ЦНД расположены бочки, в которые постоянно поступает масло от опорных подшипников. Для подачи масла в аварийный бакек служит достаточно сильный слив из вкладыша через вертикальный канал. Залитый бакек, лишнее масло направляется через перелив в сливной маслопровод или в лентер передней опоры (из ба-

ка подшипника № 1) При прекращении поступления масла из основной магистрали масло поступает обратным путем из аварийных бачков в подшипники. Объем масляных аварийных бачков рассчитан на обеспечение подшипников минимальным расходом масла во время схода ротора турбины со своего вала.

Аварийный подвод масла к опорному подшипнику выполняется из бачка на передний опоре, который соединяется с баком, поступающим из первого опорного подшипника. К указным бачкам масло поступает через два отверстия в крышке и центрирующей подлунной К бачкам со стороны регулятора масло подается по перфорированной трубе. С обеих сторон аварийное масло попадает в топливные полости, выполняемые в баках под лопатками. Для смазки и охлаждения специальных сопл, расположенных между лопатками. Масло из них попадает на угоршии лопатки и осуществляет смазку угоршии подшипника. В случае от аварийной смазки опорных подшипников масло к опорному подшипнику через сопла подается постоянно.

Место выхода вала из опоры перебит подшипника и картера ЦНД уплотняется маслоотбойниками, которые предотвращают вытек масла и масляных паров наружу. Турбина имеет четыре маслоотбойника по числу подшипников. Каждый маслоотбойник состоит из двух колец, сарсанных 14 зацепами. Внутренняя расточ

ка колец содержит четыре латуных уплотнительных ушка. Между ушками и ротором зазор составляет 0,2 - 0,3 мм. Для возможности сборки и разборки маслоотбойник имеет горизонтальный разъем. Наружная поверхность маслоотбойника имеет зуб по всей окружности, которым маслоотбойник фиксируется в осевом направлении. Ввиду наличия подлунной маслоотбойника устанавливаются в соответствующие расточки картера. При такой конструкции крепления требуется качественная пригонка наружной поверхности маслоотбойника, прилегающей к расточке картера. Поскольку маслоотбойник относится ко оси турбины и ротора, он должен находиться в расточке. Поэтому маслоотбойник не имеет никаких центральных приспособлений (таких, например, как расточка при ремонте невозможно. Маслоотбойник состоит из проворачивающихся при заедании двумя вытиски, расположенными у расточки в верхней подлунке. Горизонтальный разъем маслоотбойника крепится к стяжке, и герметичность его зависит от качества пригонки. Следует отметить, что этот простой узел требует к себе большого внимания во время монтажа и ремонтов. Некачественная пригонка к расточке разъемов ушки и наружной поверхности вала ротора неизбежно ведет к износу и масла при работе турбины.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ РОТОРЫ ТУРБИНЫ

4-1. Характеристика конструкции роторов

В зависимости от конструкции все роторы применяемые в паровых турбинах, можно разделить на следующие три категории:

1) цельнокованные, изготавливаемые из единой поковки;

2) с насадными дисками (на отдельно изготовленный вал насаживаются диски);

3) сварные (отдельно откованные диски или кольца свариваются между собой в единую конструкцию).

Цельнокованные роторы обладают рядом преимуществ и широко применяются в турбинах. Основным для них является отсутствие необходимости связывать стальные диски с валом. Это позволяет устанавливать их в зоне высоких температур. При применении роторов с насадными дисками практически невозможно из-за ослабления связи между диском и валом во время работы. Цельнокованный ротор жестче, чем вал с насадными дисками. Достаточная жесткость позволяет расположить большее число ступеней. Отсутствие насадных деталей делает его работу более стабильной и надежной в вибрационном отношении. Уровень рабочих напряжений в них ниже, чем в роторах с насадными дисками таких же размеров. Роторы этого типа технологичны. Тем не менее применение цельнокованных роторов ограничено максимальным диаметром поковки, освоением металлургической промышленностью. Поэтому большие ди-

аметры роторов в ЦНД не позволяют использовать цельнокованую конструкцию.

С ростом мощности турбин и соответствующим числом лопаток последних ступеней роторы низкого давления становятся более напряженными. Напряжения на выгнутых расточке дисков достигают больших значений и приближаются к предельным для применяемых материалов. Ступицы дисков получают развитыми в осевом направлении. Поэтому число ступеней, расположенных на роторе с насадными дисками, ограничено пролетом ротора между опорами. Критическая частота вращения роторов с насадными дисками часто получается неприемлемо низкой и приближается по значению к половине рабочей частоты вращения, что недопустимо. Кроме того, различные искривления насадных дисков и вала под ними могут нарушить первоначальную балансировку ротора, если не принимать специальных мер. Роторы с насадными дисками требуют сложной технологии сборки, тщательной балансировки и высокой культуры производства.

Роторы сварной конструкции в настоящее время нашли широкое применение в турбинах, выпускаемых ХТЗ. Ротор состоит из кованых дисков, которые свариваются между собой с помощью электросварки. По кованым отдельным дискам проверяют по размерам полному качеству материала в них наличие луны, чм в подкованных роторах. В связи с этим отпадает необходимость в центральном отверстии, присутствующем в роторах, для удаления сергаданной зоны и дополнительного контроля материала. Отсутствие отверстия существенно снижает максимальные напряжения в ди-

сках. Поэтому сварные роторы имеют более низкий уровень напряжений. В этом смысле они более надежны. Отсутствие внутренней расточки позволяет выполнить диски близкими к равнопрочным в радиальном и тангенциальном направлениях. Такая конструкция наиболее совершенна и называется диском рычаго сопротивления. Передача между дисками образует после сварки оболочку, которая значительно увеличивает жесткость ротора. Критическая частота вращения сварного ротора, как правило, выше рабочей, что упрощает технологию динамической балансировки. Сварной ротор за счет более низкого уровня напряжений по сравнению с роторами с посадочными дисками более компактный, и при равных пролетах на нем можно расположить большее число ступеней.

В рассматриваемой турбине в ЦВД применен цельнокованый ротор. Высокая температура пара не дает возможность применить насадные диски или сварную конструкцию. В то же время диаметры ступеней позволяют применять допускаемую по размерам обшивку. Таким образом, применение ротора цельнокованой конструкции в ЦВД вполне оправдано.

В ЦНД применяется ротор сварной конструкции. В гл. 2 при обосновании выбора конструктивной схемы турбины уже указывалось, что применение сварного ротора является одним из факторов, позволяющих выполнить турбину в двухцилиндровом варианте. За счет низких напряжений в роторе и достаточной жесткости на нем удалось установить шесть ступеней.

Критическая частота вращения жесткого ротора выше рабочей и поэтому его динамический прогиб во всем рабочем диапазоне зависит только от частоты вращения. Во время пуска он возрастает пропорционально квадрату частоты вращения, достигая максимального значения при номинальном ее значении. По такому же закону растут и амплитуда колебаний лопаточников. Динамический прогиб жесткого ротора в рабочем диапазоне всегда соответствует первой основной форме колебаний и практически не зависит от места и характера несбаланса. В связи с этим он может быть уравновешен балансировочными грузами в любых двух плоскостях. Уравновешенный на одной частоте вращения, он остается уравновешенным во всем рабочем диапазоне.

Динамические прогибы гибкого ротора всегда зависят от распределения неуравновешенных масс по его длине. Кривая прогибов гибкого ротора представляет собой сочетание ближайших форм свободных колебаний, причем преобладание той или иной формы зависит от распределения несбаланса. В общем случае каждую форму колебаний необходимо уравновешивать отдельно. Поэтому динамическое уравновешивание гибких роторов является достаточно сложной задачей и требует учета многих факторов. Чем ниже критическая частота вращения ротора, тем в большей

степени приходится считаться с этими факторами.

Обычно выбор типа ротора (гибкий или жесткий) делается конструктивными соображениями. Так, сварной ротор в ЦНД предпочтительно делать жестким. В ЦВД, где удельный объем пара невелик, применение жесткого ротора с большими диаметрами частей между дисками привело бы к увеличению утечек в уплотнениях, что снижало бы к. п. д. цилиндра. Поэтому диаметры его уменьшены до приспосабливаемого уровня утечек через уплотнения, в результате чего ротор получился гибким. Первая критическая частота вращения ротора высокого давления составляет 33,3 с⁻¹. Следует заметить, что хотя это значение меньше рабочей частоты вращения, жесткость ротора высокого давления турбины достаточна для противодействия гибящим моментам от характерного для него несбаланса. Поэтому особенности работы гибких роторов для него выражены слабо. Его обычно удается уравновесить грузами, расположенными в лопаточных балансировочных плоскостях первой и последней ступеней. Уравновешенный в низких частотах балансировочных станках, он обычно не требует дополнительной балансировки на рабочей частоте вращения.

В условиях эксплуатации роторы подвержены действию центробежных сил, крутящего и изгибающего моментов и осевых сил. При нормальном режиме работы основное значение имеет нагрузка от центробежных сил. Напряжения от остальных действующих сил невелики. При коротком замыкании на выходах генератора в несколько раз возрастают напряжения кручения. Они могут быть опасными, как правило, на участке валопролета между турбиной и генератором. По этому уровню напряжений ротор является самым ответственным узлом турбины. Поэтому важнейшим требованием к нему является необходимая прочность. Напряжения в роторе определяются расчетом. Особое внимание уделяется технологии производства и контролю качества материала заготовок, так как наличие дефектов в ковке может привести к тяжелым последствиям.

4-2. Ротор высокого давления

Цельнокованый ротор высокого давления (рис. 1-1) изготавливается из поковки, материалом которой служит сталь марки ЭИ-415. Наиболее напряженная часть ротора — участок последних ступеней выполняется из нижней части слитка как более качественной. После грубой механической обработки поковка подвергается термической обработке с последующим отпуском для обеспечения равномерных механических свойств и снятия внутренних напряжений. Следующим этапом производства заготовки цельнокованого ротора на металлургическом заводе является индивидуальный контроль заготовки. Механические характеристики проверяются на специальных образцах, вырезанных из заготовки. Кроме того, контролю подлежит химический состав; отсутствие трещин, флокенов и неметаллических включений; отсутствие остаточных напряжений. Диски дисков весь объем поковок подвергается контролю методом ультразвуковой дефектоскопии. Все цельнокованные роторы имеют центральное осевое отверстие для удаления загрязненной сепре-

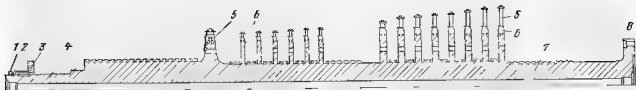


Рис. 4-1 Ротор высокого давления.

1 — стяжное кольцо, 2 — кольцевая шпонка; 3 — упорный диск, 4 — шпала подпирания № 1, 5 — рабочие лопатки; 6 — диски со 2-й по 10-ю ступени, 7 — лопатка подпирания № 2, 8 — фланец шпала

тационной зопы сги слитка. Кроме того, центральная расточка используется для осмотра внутренней поверхности ротора с помощью перископической трубы для выявления возможных трещин, флоксов и неметаллических включений. Весь комплекс контроля повторяется на турбинном заводе после получения поковки от металлургического завода-поставщика.

При несопадении оси кольца цельнокованого ротора с осью слитка возможно несимметричное расположение сердцевинной зоны и структуры металла относительно оси ротора. Следствием не симметричной структуры по сечению поковки может быть различие в коэффициенте температурного расширения материала, в результате чего ротор в процессе нагрева и эксплуатации получает искривление, называемое тепловым прогибом. Ввиду появления не равномерности такой ротор к работе непригоден. Для отбраковки таких заготовок каждый ротор высокого давления после предварительной механической обработки подвергают тепловой пробе. Ротор устанавливается в электродель и нагревается до рабочей температуры с одновременным медленным вращением. В процессе нагрева и выдержки постоянно к пр. излучения его прогиба. Результаты тепловой пробы считаются положительными, если прогиб, появившийся при нагреве и вращении при охлаждении не превышает 0,05 мм. Состояний остаточных несимметричных напряжений в роторе. Они могут быть ликвидированы последующим отжигом и новой проточкой шеек ротора. После тепловой пробы производится окончательная механическая обработка ротора.

Целькованый ротор высокого давления имеет 15 дисков 6 (рис. 4-1) по числу ступеней ЦВД. Для образования камеры регулирующего колеса, где происходит выравнивание по окружности давления после парциального подвода пара, диск с рабочими лопатками 5 1-й ступени расположен отдельно от группы ступеней ЦВД. Ввиду массивного лопаточного венца и высокой температуры он отличается от остальных большей шириной. Расстояние между группами ступеней высокого и среднего давления увеличено на ширину разделительной диафрагмы. На участках вала между дисками проточены канавки диафрагменных уплотнений. Аналогичные канавки проточены на бошке ротора перед диском первой ступени и за диском последней ступени. На этих участках расположены кольца конечных уплотнений ЦВД. Шаг канавок диафрагменных уплотнений 8 15-й ступеней и задне-

го концевое уплотнения увеличено по сравнению с шагом передней части ротора в связи с тем, что тепловые перемещения ротора относительно колец уплотнений здесь большие.

В эксплуатации ротор высокого давления может получать остаточный прогиб при одностороннем задевании в уплотнениях. При «задевании» происходит трение ротора о неподвижные ушки колец и выделяется некоторое количество тепла, которое распространяется в массу вала. Если количество тепла с одной стороны больше, чем с противоположной, то соответствующие волокна, стремясь удлиняться, изгибают ось ротора. Это приводит к еще более интенсивным односторонним задеваниям и увеличению прогиба ротора. Если этот процесс не остановить, ротор может получить остаточный прогиб и к дальнейшей работе стать непригодным. Следует иметь в виду, что даже незначительная, в несколько градусов, разность температур между образующими поверхностями ротора вызывает недопустимый изгиб при тепловой проге в 0,15–0,20 мм. Для того чтобы уменьшить возможность прогиба ротора при «задеваниях», наружные волокна на участках уплотнений герметизируются специальными термокомпенсационными канавками глубиной 12 мм. Таким образом ослабляется влияние неравномерного нагрева наружных волокон на деформацию оси ротора. Дно термокомпенсационных канавок проточено тщательно выполненного радиуса скругления.

На переднюю часть ротора высокого давления насаживается упорный диск 3, который фиксирует валопровод турбоагрегата в упорном подшипнике. От него происходит осевое расширение роторов при нагреве. Упорный диск насаживается на вал с небольшим натягом и стопорится от проворачивания осевой прямоугольной шпонкой. В осевом направлении он фиксируется с одной стороны буртом на роторе, а с другой — разрезной кольцевой шпонкой 2, вставляемой в канавку на роторе.

Кольцевая шпонка удерживается наружным стяжным кольцом 1, которое устанавливается на нее с натягом. Для предотвращения смещения стяжного кольца служат три винта, заворачиваемых в вал.

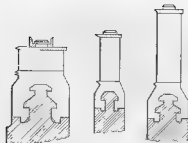


Рис 4.2 Рабочие лопатки 1, 7 и 10-й ступеней ротора высокого давления

Для усиления осевого усилия, действующего на ротор, диски имеют разгрузочные отверстия. В активных турбинах это не вызывает существенного снижения экономичности. Число разгрузочных отверстий принимается всегда для одного диска нечетным, чтобы ни один таран их не мог попасть в одну плоскость радиального сечения, что ослабило бы прочность диска. В дисках ротора высокого давления просверлено по семь разгрузочных отверстий.

С парных сторон дисков первой и последней ступеней турбины кольцевые газы для установки балла спровочных грузов. Пазы имеют в сечении форму «ласточкин хвост». Грузы заводятся в паз через специальные вырезы.

Рабочие лопатки ротора высокого давления (посадка 5 на рис 4.1) крепятся на дисках, имеющих опорные поверхности грибовидного типа, что типично для всех турбин ХТГЗ. Рабочие лопатки в хвостовой части имеют соответствующие вырезы (рис 4.2). Лопатки 2—7-й ступеней имеют одну пару опорных площадок, а лопатки 1—15-й ступеней имеют по две пары опорных площадок. Первое хвостовое соединение называется одноопорным, а последнее — двухопорным. Двухопорные хвостовые части рассчитаны на большие нагрузки и предназначены для лопаток, на которые действуют значительные центробежные силы. Для установки лопаток в пазах опорные поверхности дисков имеют по одному замковому вырезу, ширина которого примерно равна ширине хвостовой части лопатки. Таким образом, на ширине замкового выреза опорные поверхности у диска отсутствуют. Последняя замковая лопатка, которая устанавливается в этот вырез, крепится двумя цилиндрическими штифтами к двум соседним лопаткам, которые воспринимают центробежные силы замковой лопатки (рис. 4.3). Такая конструкция применяется на дисках 2—15-й ступеней. Благодаря отдельному раскреплению диска 1-й ступени в нем удалось применить конструкцию с креплением замковой лопатки штифтами непосредственно к диску (рис. 4.4). На остальных ступенях невозможно просверлить отверстия между дисками и поэтому приходится располагать штифты выше полости диска. Конструкция обложения лопатки с грибовидным хвостовым соединением

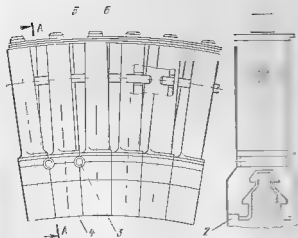


Рис 4.3 Рабочие лопатки 11-й ступи

1 — проволочный бандаж, 2 — установка замковой лопатки, 3 — лопаточная зажимная планка, 4 — замковая лопатка, 5 — паз, 6 — шип лопатки.

проста и технологична и не уступает в надежности другим конструкциям.

Для лучшей организации потока пара в каналах рабочих лопаток на всех ступенях ротора высокого давления применяется ленточный бандаж 5 (рис 4.3) во избежание утечки в радиальный зазор. Бандаж устанавливается на торцы лопаток. Конец лопатки имеет шип 6, который расклевывается после установки бандажной ленты. Отверстия в ней пробиваются прессом по разметке с учетом действительных отклонений шага лопаток. Поэтому при обслуживании во время ремонта старый бандаж не используется. Между бандажами соседних пакетов предусмотрен зазор для компенсации возможных тепловых расширений. Бандаж со стороны входа пара

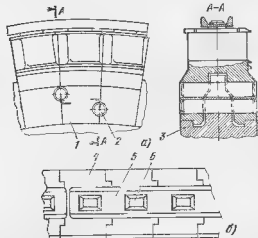


Рис 4.4 Рабочие лопатки 1-й ступени (а) и вид сверху на ленточный бандаж (б).

1 — замковая лопатка, 2 — штифт, 3 — диск ротора, 4 — бандаж, 5 — бандажная лента, 6 — шип

на рабочую лопатку заостряется и используется как упск осевого уплотнения, уменьшая утечку пара из затора в радиальном направлении. Кроме организации потока пара лепточные бандажи, связывая лопатки в пакеты, обеспечивают необходимые виброхарактеристики. Бандажи создают так называемую пакетную жесткость лопатки, которая превосходит жесткость одиночной лопатки.

Для достижения характеристик, обеспечивающих надежную работу при вибрации, рабочие лопатки 11 и 12 ступени дополнительно оснащены проволоочной связью 1. Проволока свободно расположена в отверстиях лопаток и удерживается от окружного смещения разведенными концами. При вращении она прижимается центробежной силой к лопаткам, создавая при колебательном движении дополнительное сопротивление. Тем самым уменьшается собственная частота колебаний, уменьшаются амплитуда колебаний и динамические напряжения в лопатке.

Однадцатая и двенадцатая ступени расположены в зоне камеры третьего отбора, где скручивая несравнимую по величине давления может вызывать на лопатки значительные возмущающие силы. Поэтому для них приняты специальные меры в виде прошивки проволокой и увеличения жесткости пакетов в осевом направлении за счет соединения лепточных бандажей между собой по типу «шип паз». Значительные возмущающие силы могут иметь место и для лопаток 13, 14 и 15 ступеней, на которые действует окружная неравномерность поля давлений камер четвертого отбора и выхода. Для получения надежных виброхарактеристик рабочих лопаток этих ступеней скреплены не только лепточными, но и проволоочными бандажом, который приливается сребренным припоем к каждой лопатке. Особое внимание с точки зрения прочности и вибрации уделено лопаткам 1 ступени (рис. 4, 4). Они работают в условиях переменной парциальности, обусловленной сдвигом парораспределением. Рабочие лопатки 1 ступени работают в условиях больших изгибающих усилий при частичном по окружности подводе пара. Ввиду высоких значений собственных частот колебаний эти лопатки невозможно отстроить и они неизбежно работают в резонансе. Необходимый запас прочности создают установкой усиленного профиля и более жесткого пакетирования. Напряжения в рабочих лопатках 1-й ступени допускаются в 2-3 раза меньшими, чем в остальных ступенях с короткими лопатками. Бандаж 1-й ступени выполнен заодно с лопатками, такая конструкция называется цельнофрезерованным бандажом (рис. 4, 4, б). Для ужесточения бандаж каждой лопатки

соединяется с соседним с помощью соединения типа «шип паз». Для большей жесткости сверху ставится дополнительно узкий лепточный бандаж, который связывает лопатки в пакеты по 4 шт.

Рабочие лопатки являются элементом турбины, от которых зависит как надежность, так и экономичность ее работы. Требования, предъявляемые к рабочим лопаткам ротора высокого давления, можно разделить на три основные категории:

1) минимальные профильные, концевые и другие аэродинамические потери, обеспечивающие требуемый уровень к. п. д. ступени;

2) необходимый запас прочности от действия центробежных сил и изгибающих сил первого потока;

3) вибрация лопаток, вызывающая знакопеременные динамические напряжения, не должна приводить к поломкам [31].

Короткие лопатки проектируются с постоянной по высоте геометрией, т. е. пренебрегается изменением параметров потока по высоте. Начиная с некоторой высоты лопатки для обеспечения приемлемого значения к. п. д. ступени необходимо принимать геометрические характеристики профиля лопатки в соответствии с параметрами пара в заторе перед рабочей лопаткой. Ротор высокого давления турбины на первых 12 ступенях имеет лопатки с постоянной по высоте сечением Лопатки 13, 14 и 15-й ступеней выполнены с переменными по высоте сечением, а также углами входа и выхода потока.

Все лопатки ротора высокого давления с точки зрения вибрации называются короткими, так как они не отстраиваются от резонанса. Собственные частоты их изгибных колебаний более чем в 6 раз превышают частоту вращения и имеют в частоту возмущающих сил, которая вызывает один импульс за оборот. Такие лопатки могут безопасно находиться в резонансе с боковыми возмущающими силами при ограниченном уровне напряжений в них. При этом имеется в виду, что импульс возмущающих сил не превышает значений, которые допускает многолетняя практика. Но в прочной части есть и другие возмущающие силы, которые вызывают за один оборот ротора более одного импульса. В первую очередь к ним относятся тангенциальные на напряжениях лопаток сопла, которые вызывают за один оборот ротора число импульсов, равное количеству направляющих лопаток. Кроме того опасными для лопаток могут быть и другие колебания. Поэтому для каждой ступени производятся расчеты собственных частот каждого опасного вида колебаний.

Рабочие лопатки 1-5 и 8-11 ступеней выполнены из жаропрочной жаропрочной стали марки IX11МФ. Материалом лопаток остальных ступеней ротора высокого давления служит нержавеющая сталь марки IX13. Существенным условием при выборе стали для рабочих лопаток помимо прочностных характеристик является достаточно высокий декремент затухания материала, который характе-

ризуется степенью затухания колебаний лопатки за счет внутреннего трения в материале. Обе указанные марки стали обладают необходимым декрементом затухания [36].

4-3. Ротор низкого давления

Сварной ротор низкого давления (рис. 4-5) состоит из семи частей: шести дисков и соединительной средней части. Каждый диск представляет собой поковку без центрального отверстия, что позволяет выполнить его равнопрочным в радиальном и тангенциальных направлениях. Диски шести ступеней откованы вместе с концевыми частями вала. Ввиду значительной длины поволонок концевых частей в них просверлены центральные отверстия для возможности дополнительного контроля перископической трубой. Материал поволонок сварного ротора — сталь марки 34ХМ с увеличенным до 0,4–0,6% содержанием молибдена для улучшения свариваемости. Сварка отдельных частей представляет собой сложный и ответственный процесс. В обычных сварных конструкциях неизбежно возникающие трещины при сварке компенсируются значительными припусками для последующей механической обработки. В случае сварки ротора такой путь принять бы, к разнотолщинности стенок и отсутствию вальцовки небаланса и тепловой неустойчивости. Уравновесить такой ротор практически невозможно. Поэтому технология сварки должна обеспечить усадочные деформации не более 0,5 мм. При сборке ротора для сварки и в процессе сварки диски фиксируются относительно друг друга в радиальном направлении кольцевыми выступами и заточками. В места разделки под сварочный шов устанавливаются распорные планки, ширина

которых учитывает усадку расплавленного металла шва при охлаждении. Ротор стягивается специальным стяжным приспособлением. Сварка ведется электродуговой способом с вращением в пентах с предварительным и сопутствующим подогревом. Радиальный бой контролируется индикаторами. Для образования кривизны шва служит подкладное кольцо. После привара корневой части распорные пластины удаляются, чтобы не препятствовать усадке шва. Постоянное усилие, сжимающее ротор, создается тарельчатыми пружинами.

В процессе сварки производится послешовый контроль сварных швов и постоянный контроль геометрических размеров. Сваренный ротор подвергается отпуску в печи, после чего производится ультразвуковой контроль сварных швов.

Ротор низкого давления двухпоточный. Рабочие лопатки для двух потоков имеют одинаковые характеристики и конструкцию, но отличаются направлением вращения. Поэтому взаимозаменяемыми они быть не могут. Лопатки первых четырех ступеней ротора низкого давления крепятся к дискам при помощи двухпорного грибовидного хвостового соединения. Лопатки 5-й ступени ввиду значительной своей массы требуют трехпорного хвостового соединения. Установка лопаток производится последовательно через замковый вырез. Бóльшие испытательные силы, действующие на рабочие лопатки ЦНД, не позволяют применять замковые лопатки с креплением штифтами за соседние, как на роторе высокого давления. Кроме того, сверление штифтов на некоторых ступенях невозможно и технологически. Поэтому для лопаток первых пяти ступеней применяется специальный замок

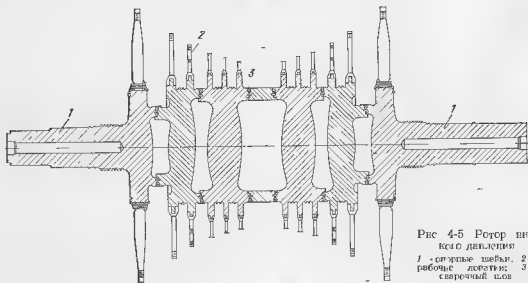


Рис 4-5 Ротор низкого давления
1 - распорные шпильки, 2 - рабочие лопатки, 3 - сварочный шов

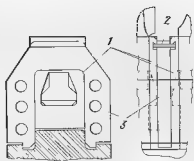


Рис. 4.6 Конструкция замкового соединения рабочих лопаток ротора низкого давления

(рис. 4.6). Часть диска срезаается в замковом вырезе до основания, и таким образом получается сквозной паз. Вырез внутри имеет выступы, контуры которых изображены на рис. 4-6 пунктиром. После установки лопаток на выступы одеваются две проставки 1, а между ними устанавливается клиновидный замок 3, который уплотняет все лопатки по окружности диска. Одновременно он прижимает проставки к предзамковым лопаткам. Замок удерживается пятами 2, которая входит в пазы проставок. Для обтекания замка в нем просверлены отверстия.

Центробежная сила, действующая на лопатку последней, шестой ступени, достигает 80 кН. Поэтому для крепления лопаток применяется конструкция елочного хвоста, которая выдерживает очень большие нагрузки (рис. 4.7). Лопатки заводятся в диск в торцевом направлении. В связи с тем что ширина профиля корневой сечении превышает ширину хвостовой части, заводят лопатки можно только по дуге окружности. Между дном паза в диске и лопаткой устанавливаются две пластинки с пятами, которые подклипывают лопатку, прижимая к опорным поверхностям. Качание лопатки при отсутствии пята на пластинках нежелательно, так как это может



Рис. 4.7. Хвостовое соединение елочного тела лопатки последней ступени.

привести к неправильной установке проволочных связей. При работе лопатка прижимается к опорным поверхностям центробежной силой. Пластинки внутри заходят замкнутыми концами в пазы на три хвоста лопатки. Противоположный конец отбивается на диск, исключая тем самым смещение лопатки в осевом направлении. После загиба стопорные пластины проверяют на отсутствие

трещин. Пазы в диске выполняют на токарно-лобовом станке. Елочный хвост лопаток изготавливают при помощи специальной оправки на токарном станке одновременно для нескольких лопаток. Эти операции требуют большой точности. Особенно тщательно должны быть выдержаны расстояния между опорными поверхностями. Поэтому пазы окончательно протачиваются одновременно специальным инструментом — профильной гребенкой.

4.4. Рабочая лопатка последней ступени

Высота рабочей лопатки последней ступени определяет торцевую площадь выхода турбины, от которой при заданном расходе газа зависит выходная мощность турбины. А при заданной выходной мощности высота последней ступени определяет мощность турбины, так как именно она лимитирует пропуск пара через турбину. Поэтому высота рабочей лопатки последней ступени выбирается максимально возможной, исходя из допустимых напряжений от центробежных сил в корневом сечении. Для снижения центробежной силы собственной массы лопатки ее объем уменьшают за счет уменьшения площади сечения по высоте лопатки, т. е. лопатка к вершине утоняется, чем достигается уменьшение напряжений разрыва в корневом сечении по сравнению с лопаткой постоянного сечения по высоте. Чем меньше площадь верхнего сечения, тем меньше напряжения разрыва в корневом. Но разгружать лопатку таким способом можно до определенного предела, так как при этом увеличиваются напряжения от парового изгиба и ухудшается эрозийная [12].

Расход и параметри пар в входе в рабочую лопатку меняются по высоте. В связи с этим должны соответственно меняться и углы входа и выхода пара. Если степень реактивности у корня 10%, то на периферии она достигает 70%. Из за переменных по высоте углов входа и выхода лопатка получается закрученной, что усложняет технологично изготовления. На ХТЗЗ им. С. М. Кирова закрученные лопатки изготавливаются методом хосос фрезерования. Обработка профиля лопатки по высоте производится одной фрезой, а для достижения необходимых углов

ыхода и выхода лопатка при этом поворачивается вокруг специально выравненной оси. После такой сработки, если не принять специальных мер, центр тяжести отдельных сечений не лежит на одной прямой и отклоняются от радиального направления колеса. В эксплуатации это может привести к появлению в лопатке изгибающих моментов под действием центробежных сил вращения, что вызовет большие дополнительные напряжения. Для того чтобы избежать этого, сечения лопатки смещают на величину, определяемую из условия равенства нулю изгибающих моментов, вызванных разбросом центров тяжести отдельных сечений. Совокупность этих величин называется погибом лопатки. Для его осуществления при фрезеровании профиля оси фрезы смещается на нужные величины по шпильку.

Распределение напряжений по длине рабочей лопатки последней ступени изображено на рис. 4-8.

Одним из основных требований к лопатке последней ступени является вибрационная надежность. В работе лопатка всегда совершает колебания под действием возмущающих сил, которые вызываются окружающей неравномерностью давления пара перед и за рабочими лопатками.

Частотный спектр возмущающих сил достаточно широк, по очевидным, что все частоты крайних частот вращения. Колебания лопатки носят сложный характер и представляют собой совокупность низкочастотных тангенциальных, изгибных аксиальных и крутильных колебаний. Практика показывает, что колебания лопаток, имеющие место в турбине, обычно не опасны, кроме случая резонанса. Лопатка как упругая система обладает собственными частотами свободных колебаний. Повышенные амплитуды вибрации и динамических напряжений происходит, если собственная частота колебаний лопатки находится достаточно близко к частоте вращения ротора или к

крайним ей частотам. Поскольку опасные интервалы для собственных частот лопатки известны, задача обеспечения вибрационной надежности сводится к определению собственных частот данной лопатки и к обеспечению достаточного запаса от опасных резонансных интервалов.

На периферии лопатки последней ступени имеется два ряда демпферных связей. Расположение их по высоте, количество и способ крепления к лопаткам влияют на собственную частоту колебаний отдельной лопатки и пакета. Этим пользуются при отстройке рабочего колеса от опасных частотных интервалов. При вращении ротора демпферы прижимаются к лопаткам центробежной силой и за счет трения прилипают к поверхности, что увеличивает амплитуды колебаний. Кроме того, они представляют собой дополнительную опору с определенной жесткостью, что уменьшает динамические напряжения в лопатках при колебаниях.

Демпферы последней ступени выполнены в виде трубки из нержавеющей стали, торцы которой закрыты специальными пробками и запаяны. От окружного смещения они стопорятся припаянными шариками. Отверстия в лопатке для демпферных связей ослабляют сечение, увеличивают в нем напряжения разрыва и деформационные. Для их уменьшения в местах, где связь проходит через лопатку, ее профиль утолщается.

Собственные частоты свободных колебаний лопатки последней ступени определяют как расчетным путем, так и экспериментальным. До выпуска готовой турбины комплект лопаток последней ступени проходит стандартные виброиспытания.

Лопатки последней ступени работают на влажном паре. Имеющийся в паре капелек воды ударяют о входную кромку рабочей лопатки и вызывают ее повреждение. Этот процесс называется эрозией металла. Интенсивность его зависит, в частности, от скорости и размеров капелек. Особенно ярко эрозия выражена на периферии лопатки, где количество влаги и скорости пара больше. Эрозия наиболее интенсивна в начальный период эксплуатации, в дальнейшем скорость износа падает. Для защиты металла лопаток последней ступени входная кромка примерно на половину длины (от верха лопатки) подвергается электроискровому упрочнению титаново-кобальтовым сплавом. Аналогично подвергается защите от эрозии входная кромка на периферии рабочей лопатки 5-й ступени.

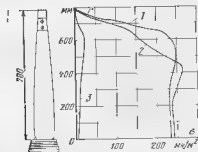


Рис. 4-8. Распределение напряжений по длине рабочей лопатки последней ступени

1 — напряжение разрыва от действия центробежных сил; 2, 3 — напряжения на кромке вследствие теплового и изгибающего парового усилия.

4-5. Соединительные муфты

Для соединения роторов турбогенератора между собой служат муфты. На оба конца

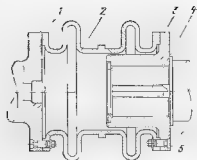


Рис. 4.9 Соединение роторов высокого и низкого давлений

1 — ротор высокого давления; 2 — соединительная часть; 3 — полумуфта ротора низкого давления; 4 — клинок; 5 — соединительный болт

ротора низкого давления насаживаются полумуфты. К фланцу полумуфты со стороны ЦВД прибивается с помощью 12 призонных болтов 5 соединительная часть в виде двухволнового линзового компенсатора (рис. 4.9). Другим концом он прибивается также с помощью 12 призонных болтов к фланцу ротора высокого давления. Полумуфты ротора низкого давления и ротора генератора соединяются одноволновым компенсатором. Для сближения компенсатора с полумуфтой ротора генератора служат 12 призонных болтов. Для сокращения места в своем направлении полумуфты насаживаются на ротор низкого давления фланцами внутри, что дает возможность остальной части полумуфты располагаться внутри компенсатора. Посадочные концы ротора имеют конусность 1:50. Полумуфты насаживаются с несбольшим натягом. Для надежной передачи крутящего момента от вала к муфте служат прямоугольные шпонки 4. Каждая из них для удобства пригонки и установки состоит из двух клиновых частей. Шпонки стопорятся специальными винтами М12, а на полумуфте со стороны ротора высокого давления — обшей гайкой. Полумуфта со стороны ротора высокого давления имеет две шпонки, а со стороны ротора генератора четыре. Полумуфта, посаженная на ротор генератора, имеет две шпонки. Отверстия под соединительные болты обрабатываются совместно с высокой точностью и чистотой. Устанавливаемые призонные болты имеют зазор по посадочному диаметру около 0,02 мм.

Применение в качестве соединительных частей линзовых компенсаторов позволяет муфтам турбины допускать некоторый излом и смещение осей роторов без дополнительных напряжений в роторах и перераспределения нагрузок между подшипниками. Компенсаторы — это более податливые участки валопровода. Поэтому муфты такого типа называются подгибкими. Условия работы муфты за-

висят от соотношения соединяемых роторов. Известно, что в результате неравномерной осадки фундамента турбоагрегата, неодинакового нагрева его колосов, влияния вакуума на деформацию опор ротора низкого давления, нагрева опор турбины при эксплуатации агрегата происходят перемещения подшипников, которые определяют центровку роторов турбоагрегата. Большинство из перечисленных факторов имеет неопределенный характер, индивидуальный для каждого агрегата, поэтому учесть их при первоначальной центровке валопровода невозможно. Если бы роторы соединялись жесткими муфтами, то валопровод можно представить в работе как единый ротор, так как жесткость соединительных частей почти не отличается от жесткости вала. В этом случае перемещение подшипников приводят к перераспределению реакций валопровода между подшипниками и вызывают дополнительные напряжения изгиба в роторах. Уменьшение нагрузки на подшипник может привести к нарушению устойчивости работы шейки ротора на масляной пленке и вызвать вибрацию, которую называют низкочастотной. Наличие подгибных муфт меняет картину. Вследствие податливости линзовых компенсаторов существенного изменения реакций валопровода не происходит и условия работы отдельных роторов не изменяются. Но в самом компенсаторе произойдет увеличение напряжений изгиба, значение которых зависит от излома и смещения осей роторов. При значительных перемещениях подшипников напряжения изгиба могут достигать опасных для компенсатора значений.

Компенсаторы турбины К 160-130 допускают только незначительные излом и смещение осей роторов, поэтому нормы на первоначальную центровку роторов такие же, как и для жестких полумуфт. Кроме того, следует иметь в виду, что компенсатор между роторами турбины и генератора имеет только одну линзу. Поэтому в случае радиального смещения осей роторов низкого давления и генератора муфта работает практически как жесткая.

Все детали муфты нагружены передаваемым крутящим моментом. Поскольку он имеет максимальное значение на участке валопровода между турбиной и генератором, то наиболее нагруженной является муфта, соединяющая ротор низкого давления с ротором генератора. Максимальное значение крутящего момента имеет место при коротком трехфазном замыкании на выводах генератора. При этом увеличение крутящего момента по сравнению с номинальной нагрузкой может составлять 10-кратную величину. Поэтому значительное крутящее момент при коротком замыкании является определяющим при прочностных расчетах муфт (соединительные болты рассчитываются на срез, шпонки — на срез и смятие, а компенсаторы — на кручение).

4-6. Валоповоротное устройство

Если температура металла ЦВД достаточна для возникновения теплообмена с окружающим воздухом, то внутри цилиндра неизбежно возникнут конвективные потоки вследствие различия плотностей холодного и горячего пара. Более нагретые объемы пара перемещаются в верхнюю часть цилиндра, а более холодные соответственно в нижнюю. Если при этом остановить турбину, то в течение некоторого времени нижние образующие ротора могут оказаться на несколько градусов холоднее верхних. Этого достаточно, чтобы ротор высокого давления прогнулся на 0,2–0,3 мм. Чем выше разность температур образующих ротора, тем больше тепловой прогиб. Остановка ротора несостоявшейся турбины сама по себе не может привести к остаточному прогибу, так как после выравнивания температуры ротор примет первоначальную форму. Но если пустить турбину с упругим прогибом даже в несколько десятых долей миллиметра, то в результате неизбежных в этом случае задеваний в уплотнениях прогиб увеличится, а в дальнейшем может перейти в остаточный. Для того чтобы избежать пуска турбины с тепловым прогибом ротора, валопровод неработающей турбины необходимо проворачивать, если температура металла цилиндра выше 80°C. В этом случае готовность турбины к пуску будет обеспечена. Кроме того, необходимость вращения роторов возникает при подаче пара на концевые уплотнения холодной турбины и при различных сбросах пара и горячей воды в конденсатор остановленной турбины. В этих случаях также возможно появление неравномерности нагрева поверхности роторов.

Для постоянного или периодического вращения роторов на неработающей турбине служит валоповоротное устройство, которое

расположено на крышке картера между подшипниками № 4 и 5.

Валоповоротное устройство на турбинах первых выпусков включалось в работу вручную специальным рычагом, который вводил в зацепление ведущую шестерню с зубчатым колесом, жестко установленным на фланце муфты. Ведущая шестерня вращалась электродвигателем через червячный редуктор. При пуске турбины расцепление валоповоротного устройства с ротором производилось автоматически.

В дальнейшем на ХТГЗ им. С. М. Кирова была разработана новая конструкция валоповоротного устройства, которая применяется на всех турбинах завода, в том числе на К 160-130 и К 160-130-2. В отличие от прежней новая конструкция позволяет производить дистанционное включение устройства нажатием кнопки пуска электродвигателя на блочном щите управления. Это дает возможность использовать данное валоповоротное устройство в схемах автоматического управления турбиной. В новой конструкции электродвигатель через муфту предельного момента и червячный редуктор приводит во вращение зубчатое колесо, установленное в картере на собственных подшипниках и охватывающее фланец ротора с зазором в несколько миллиметров. На внутренней поверхности колеса имеются пазы, в которые могут заходить шарнирные рычаги, закрепленные на фланце ротора, и через которые производится передача вращения ротору. При пуске турбины, когда частота вращения ротора выше частоты вращения колеса, рычаги расцепляются с колесом, которое после выключения электродвигателя остается неподвижным. При дальнейшем росте частоты вращения рычаги под действием центробежной силы утапливаются в пазы фланца ротора. При останове турбины при частоте вращения около 2 с⁻¹ они вновь занимают рабочее положение.

ГЛАВА ПЯТАЯ

СИСТЕМА МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

5-1. Общие положения

Система маслоснабжения является составной частью турбоустановки, в значительной мере определяющей ее работоспособность. Как правило, неудовлетворительная работа масляных систем приводит к серьезным авариям, связанным с отказом систем регулирования и защиты, выплавкой баббита на подшипниках, пожарами и т. п.

Именно поэтому требования к конструктивному совершенству масляных систем в

целом и отдельных ее элементов постоянно растут. Масло в турбоустановках используется в качестве рабочего тела в гидравлических системах регулирования, для смазки подшипников турбоагрегата, в качестве уплотняющей среды в турбогенераторах с водородным охлаждением, в гидромуфтах питательных насосов. По уровню давления масляные системы можно разделить на две группы: высокого давления для регулирования и низкого давления для смазки. В сис-

теме регулирования давление масла стремятся повышать для уменьшения размеров сервоприводов, повышения их мощности и быстрого действия системы регулирования. Но повышение давления влечет за собой увеличение пожароопасности, так как вероятность нарушения плотности системы при более высоком давлении больше, чем при низких давлениях.

При проектировании масляных систем необходимо в первую очередь обеспечивать их плотность с учетом возможного появления гидроудара в трубопроводах системы регулирования в результате больших скоростей перемещения поршней сервомоторов.

Применение фланцев типа «выступ впадина», «шап газ», сварка трубопроводов на муфтах, применение соединений «труба в трубе», опрессовка трубопроводов масляных систем двойным давлением — все эти конструктивные меры резко повысили надежность масляных систем турбоустановок.

Масляная система для обеспечения безотказной работы турбоустановки должна отвечать еще ряду требований.

1) в обеих системах (регулирования и смазки) должны поддерживаться определенные уровни давлений;

2) в случае установки главного масляного насоса на валу турбины в масляную систему должен входить пусковой насос, установленный отдельно от турбины и позволяющий обеспечить нормальную работу всех элементов масляной системы на неподвижной турбине, валоповоротном устройстве и на низкой частоте вращения ротора;

3) в масляной системе должен поддерживаться определенный уровень температуры

(на входе масла в подшипники и систему регулирования и на сливе из подшипников);

4) должна производиться постоянная очистка масла для удаления посторонних примесей.

5) необходимо осуществлять деаэрацию масла для удаления воздуха;

6) при трассировке трубопроводов необходимо обеспечить определенный уклон труб и не допускать участков, где могли бы образовываться воздушные мешки.

7) масляная система должна быть оборудована устройствами сигнализации, автоматикой и защиты, обеспечивающими ее нормальную работу.

5-2. Схема маслоснабжения

Система маслоснабжения турбоагрегата включает в себя масляный бак 4 с рядом устройств, расположенных в нем, масляные фильтры, маслоохладители, главный и вспомогательный (пусковой) насосы, резервный масляный насос, аварийный масляный насос, трубопроводы высокого и низкого давлений, контрольно-измерительные приборы (рис 5-1).

Главный масляный насос 14 с приводом непосредственно от ротора турбины установлен в передней опоре и подает масло в систему регулирования и защиты, а также через инжекторы 5, 13 в систему смазки подшипников. В масляной системе используются два инжектора, установленных в маслобаке.

К соплу главного масляного инжектора 5 подводится силовое масло. При выходе из сопла инжектора струя захватывает масло из масляной ванны бака, которое через диффу-

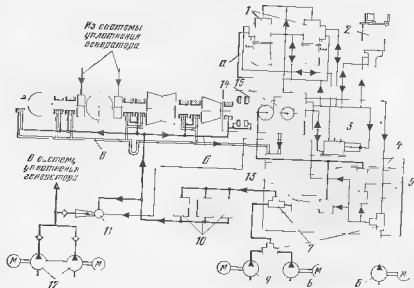


Рис. 5-1. Схема маслоснабжения турбины.

а — силовая линия высокого давления, б — напорная линия системы смазки; в — дренаж; 1 — сервомоторы промертвевания, 2 — сервомотор стопорного клапана; 3 — стопорный золотник, 4 — масляный бак; 5 — главный инжектор; 6 — пусковой насос высокого давления; 7 — обратные клапаны; 8, 9 — резервный и аварийный масляные насосы; 10 — маслоохладители; 11 — насосы уплотнения генератора, 12 — инжектор; 13 — главный масляный насос; 14 — датчик угловой скорости (импеллер)

зор направляется во всасывающую линию главного масляного насоса и к инжектору смазки 13. Главный инжектор создает давление 0,03–0,04 МПа. Инжектор смазки, к соплу которого также подведено силовое масло, повышает давление до 0,2–0,25 МПа и питает систему смазки подшипников. Система смазки имеет общую напорную и сливную линии для всех подшипников турбоагрегата. На напорной линии установлены параллельно два масляных фильтра — один рабочий, второй резервный. Перед маслофильтрами и за ними установлены манометры, позволяющие по перепаду давления судить о степени их загрязненности и при необходимости переключить на резервный фильтр. Последовательно с фильтрами в масляной системе установлены три маслоохладителя 10, два из которых находятся в работе, один в резерве. На входе и выходе каждого маслоохладителя производится замер температуры масла для определения эффективности его охлаждения. После маслоохладителей масло из напорного трубопровода системы смазки индивидуально подводится к каждому подшипнику. Количество подаваемого масла определяется температурным режимом подшипника и регулируется специальной шайбой, установленной перед ним. На сливном трубопроводе из каждого подшипника выполнено маслоотсасывающее окно для наблюдения за потоком масла и установлены ртутно-контактный термометр и термометр сопротивления для замера температуры масла. Сливные маслопроводы из каждого подшипника объединяются в общий дренажный коллектор диаметром 350 мм, который соединен с «грязным» отсосом масляного бака. Сливной маслопровод имеет уклон в сторону слива масла. При падении давления в системе смазки реле давления автоматически включает резервный масляный насос 8 с электродвигателем переменного тока, который через обратный клапан подает масло непосредственно в систему смазки. В случае потери собственных нужд или отказа резервного масляного насоса включается аварийный масляный насос 9 с приводом постоянного тока, работающим от аккумуляторных батарей.

Масло в систему регулирования подается от главного масляного насоса по трубопроводам регулирования, расположенным как в передней опоре, так и в виде разветвленной сети труб, связывающих исполнительные органы системы регулирования и защиты с их командными и промежуточными усилительными элементами.

На неподвижной турбине и в пусковых режимах маслоснабжение системы регулирования и системы смазки осуществляется с по-

мощью пускового насоса высокого давления 6. Масло от пускового насоса высокого давления через обратный клапан по напорному трубопроводу подается в систему регулирования и защиты и к соплам инжекторов 5, 13. Масляная система имеет два трубопровода: один для опорожнения и другой для залива масла в масляный бак с соответствующей арматурой. Верхняя часть бака для отсоса масляных паров и воздуха соединена с центробежным вентилятором.

5-3. Масляные насосы

В качестве главного масляного насоса в масляной системе применен центробежный насос с приводом непосредственно от вала турбины, что позволяет использовать кинетическую энергию ротора для поддержания давления в системе смазки подшипников даже при аварийном останове с потерей собственных нужд. Центробежный масляный насос по сравнению с насосами других типов имеет ряд достоинств. Такой насос можно выполнить без трущихся элементов, что позволяет обеспечить его высокую эксплуатационную надежность. Прозвучителю центробежного насоса зависит от гидравлического сопротивления системы, поэтому при срабатывании системы регулирования и защиты, когда сопротивление системы уменьшается, центробежный насос резко увеличивает подачу масла в систему, что и требуется для обеспечения нормальной работы системы регулирования. Несмотря на то что давление в системе регулирования при быстрых перемещениях сервомоторов изменяется, так как расходная характеристика центробежных насосов — падающая (рис. 5-2), этот тип насосов лучше других справляется с задачей поддержания давления в системах регулирования в переходных процессах. В системах смазки значительного падения давления не наблюдается.

К недостаткам центробежных насосов следует отнести отсутствие эффекта «самовсасывания», поэтому для обеспечения их нормальной работы необходимо поддерживать избыточное давление масла во всасывающем пат-

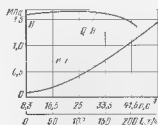


Рис. 5-2. Напорная и расходная характеристики главного масляного насоса

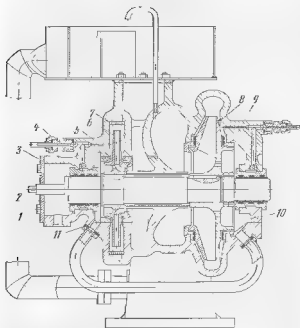


Рис 5-3 Главный масляный насос

1 - корпус; 2 - подшипник; 3 - вал; 4 - муфта; 5 - корпус (съемная часть); 6 - рабочее колесо импеллера; 7 - фланг грузоподъемная сетка; 8 - рабочее колесо главного насоса; 9 - уплотнительное кольцо; 10 - разгрузочная камера

рубке. Подпор на линии питания создается главным инжектором. Избыточное давление масла во всасывающей линии центробежного насоса не позволяет воздуху через уплотнения вала проникать в рабочую камеру. Этим предупреждается опасность срыва работы главного масляного насоса.

Главный масляный насос (рис. 5-3) находится в одном корпусе с импульсным насосом системы регулирования (импеллером). Давление в напорной линии импеллера зависит от частоты вращения ротора турбины и используется в качестве импульса, управляющего дифференциальным поршнем регулятора скорости.

Корпус насоса выполнен с горизонтальным разъемом. Нижняя часть корпуса 1 установлена на раме внутри опоры переднего подшипника и крепится к ней напорным и всасывающим патрубками. Во всасывающую камеру импульсного насоса масло поступает из переливного бачка, установленного на съемной части корпуса 5. Питание бачка производится из всасывающей линии главного масляного насоса через шайбу диаметром 30 мм. Для уменьшения потерь в пульсации масла производится тщательная зачистка улитки насоса и спиральной камеры.

В съемной части корпуса установлены воздушники для стока скапливающегося в этих

полостях воздуха. С целью успокоения потока в напорной камере импульсного насоса установлена сетка 7.

Одноступенчатое рабочее колесо главного насоса диаметром 360 мм и рабочее колесо импеллера диаметром 280 мм на шпоночном соединении посажены на общий вал 3, установленный в собственных подшипниках 2. Вал соединен с ротором турбины с помощью зубчатой муфты, которая допускает некоторую расцентровку и излом осей ведомого и ведущего валов.

Вал насосов вращается в подшипниках скольжения, смазка которых осуществляется при низкой частоте вращения ротора от системы смазки подшипников. При повышении давления за рабочим колесом главного масляного насоса клапан перекрывает подпор масла из системы смазки и подшипники смазываются маслом через регулировочную шайбу непосредственно от напорной линии насоса.

Рабочее колесо главного масляного насоса изготовлено плавающим кольцами 9, торцы которых залиты баббитом и выполняют роль упорного подшипника. Для уравновешивания осевых усилий за рабочим колесом главного масляного насоса создана камера, в которую подводится масло из корневой части рабочего колеса. Масло из камеры 10 специальным трубопроводом перепускается в камеру 11 за рабочим колесом импеллера, также соединенную отверстиями в корневом сечении рабочего колеса с всасывающей камерой импеллера. Колеса насосов изготовлены из углеродистой стали с последующим азотированием для предохранения их от коррозии.

Уплотнительные кольца на рабочих колесах главного насоса и импеллера установлены на разных диаметрах. Диаметры уплотнительных колец выбраны таким образом, чтобы свести к минимуму неуравновешенные осевые усилия, возникающие при работе главного масляного насоса и импеллера. Для создания стабильности в работе импеллера из всасывающей камеры главного масляного насоса сделан перелив в бачок, установленный на всасывающей линии импеллера.

Рабочее давление, создаваемое главным масляным насосом при частоте вращения 50 с⁻¹, составляет 1,6 МПа, а импеллером 0,7 МПа.

При ревизии и ремонте насосной группы необходимо обратить внимание на состояние колес, на установку чертежных зазоров как радиальных, так и осевых.

Как отмечалось ранее, кроме главного масляного насоса в системе маслоснабжения используются пусковой центробежный насос высокого давления, резервный и аварийный насосы системы смазки. Все вспомогательные насосы установлены на нулевой отметке, зна-

чительно ниже масляного бака, и находятся постоянно под заливом, с подпором, равным разности уровней установки насосов и масляного бака, чем обеспечивается нормальная работа вспомогательных насосов. Давление и подача пускового насоса высокого давления практически такие же, как у главного насоса, так как пусковой насос должен обеспечить нормальную работу системы регулирования и защиты, а также системы смазки подшипников при низкой частоте вращения ротора турбины. Резервный масляный насос должен развивать напор и подачу, обеспечивающие нормальную работу системы смазки. Аварийный же насос, работающий от аккумуляторной батареи, имеет минимальную подачу, позволяющую безаварийно остановить турбину при истере собственных нужд. Напорные маслопроводы резервного и аварийного масляных насосов через обратный клапан соединены с напорной линией инжектора смазки.

5-4. Масляный бак и маслоохладители

Масляный бак системы маслоснабжения представляет собой емкость объемом около 20 м³, сваренную из профильного проката и листов и разделенную на несколько отсеков. Первая конструкция масляного бака не решала некоторые проблемы, обнаружившиеся при эксплуатации. Несмотря на относительно малую краткость циркуляции масла и достаточно большое время пребывания масла в масляном баке из-за неупорядоченности потока наджиной деаэрации масла не происходило. Наличие большого количества растворенного воздуха вело к интенсивному пенообразованию и существенным нарушениям в работе системы регулирования.

После доработки конструкции масляного бака система отсеков в нем была изменена таким образом, чтобы максимально увеличить путь движения масла от сливной зоны к заборной. При этом резко увеличилась возможность перемешивания слоев и, как следствие, улучшилась деаэрация масла. В масляном баке установлены два ряда продольных листов и поперечных (по ходу движения масла) съемных масляных фильтров, образующих чистый и грязные отсеки масляного бака. Разность уровней в чистом и грязном отсеках бака не должна превышать 50-70 мм. Чистку фильтров можно производить при работающей турбине. Слив масла из дренажных маслопроводов производится в грязные отсеки бака. В грязных отсеках установлены пеногасящие фильтрующие секции с малыми отверстиями. Из грязных отсеков масло попадает в отсеки, где установлены воздухоотделители. Секция с наклонными перегородками обеспечивает ин-

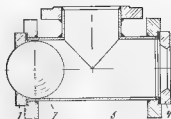


Рис. 5-4 Обратный клапан.

1, 4 — фланцы, 2 — шар, 3 — корпус

тенсивное перемешивание и лучшую деаэрацию слоев масла. При пониженном уровне на всасывающей линии инжектора может образоваться воронка, в которую интенсивно засасывается воздух из верхней части масляного бака. Для предотвращения этого явления над всасом в инжектор установлены ребро и специальный щиток.

Предусмотрена вентиляция воздушной части масляного бака с помощью эксгаустера.

В чистом отсеке масляного бака размещен ряд устройств системы маслоснабжения: инжекторы главный и смазки, обратные клапаны. Обратный клапан установлен на напорных линиях от главного масляного насоса и пускового насоса регулирования, на подводе масла к соплу главного инжектора. Обратный клапан (рис. 5-4) выполнен в виде тройника с посадочными поверхностями, которые могут закрываться свободно перемещающимся в корпусе шаром диаметром 150 мм. Противоположные концы корпуса клапана соединены с напорными трубопроводами главного и пускового насосов, и в зависимости от давления в них шар прижат к одному либо другому посадочному месту. При включении пускового насоса шар прижимается к посадочному месту, отсекая подсос масла в напорную линию главного масляного насоса. После пуска турбины, когда давление главного масляного насоса, установленного на валу турбины, превышает давление пускового насоса, шар прижимается к посадочному месту пускового насоса и питание главного инжектора осуществляется главным масляным насосом.



Рис. 5-5 Главный инжектор.

1 — сопло, 2 — фильтрующая секция, 3 — диффузор

Для обеспечения нормальной работы главного масляного насоса на входе в него необходимо создать подпор в 0,03—0,04 МПа. Эту функцию выполняет главный инжектор (рис. 5-5). Это длинный диффузор, опущенный в масляную ванну, на входе которого имеется сопло 1. Для предупреждения попадания механических примесей и шлама в насос корпус диффузора окружен фильтрующей сеткой. К соплу диаметром 20 мм подается силовое масло от пускового насоса в период пуска, а затем от главного масляного насоса. Струя, образуемая соплом, захватывает масло из ванны и направляет его в диффузор, создавая тем самым необходимый подпор на всасывающей линии главного масляного насоса.

Инжектор смазки 13 (рис. 5-1) работает по такому же принципу, но корпус инжектора смазки соединен с напорной линией главного инжектора и в диффузор инжектора смазки идет масло с подпором 0,03—0,04 МПа. Все приборы контроля за работой маслосистемы установлены на блочном щите управления, откуда и осуществляется управление работой масляной системы.

Маслоохладители 10 (рис. 5-1) должны удовлетворять следующим основным требованиям. В масле не должно попадать вода, для чего давление масла должно быть выше давления воды. Нежелательно также просачивание масла в воду. Опасность попадания масла в воду является одной из причин, по которой для охлаждения масла избегают применять основной конденст турбины, а используют циркуляционную воду.

Маслоохладители выполняются по схеме параллельно с конденсатором, при этом сопротивление по воде на маслоохладителе и их трубопроводах при предельно возможном расходе воды должно быть меньше минимально возможной разности давлений в мсх с учетом потерь в циркуляционную систему. По этой причине гидравлическое сопротивление маслоохладителя по водяной стороне ограничивается. Практически оно должно быть меньше, чем гидравлическое сопротивление конденсатора.

Маслоохладители типа МБ-50-75 представляют собой поверхностные кожухотрубные теплообменники аппараты и состоят из следующих основных элементов (рис. 5-6):

1) трубной системы 1, состоящей из пучка гладких труб диаметром 16х1 мм, развальцованных в верхний и нижний одинарных трубных досках 2 и 3, между которыми установлены промежуточные перегородки 4 типа «диск, кольцо», служащие для направления потока масла;

2) верхней водяной камеры 5, устанавливаемой при помощи шпильки на верхней трубной доске и разделенной перегородкой на две равные части;

3) нижней водяной камеры 6, разделенной согласно числу ходов на три части и имеющей для патрубка для входа и выхода охлаждающей воды (В, Г) и три люка для удаления шлама при чистке трубной системы по водяной стороне;

4) сварного корпуса 7 с фланцами и патрубками для входа и выхода масла (А, Б);

5) устройства для удаления воздуха 9 из маслоохладителя, состоящего из сваренной в перегородку верхней водяной камеры бонки с двумя отверстиями и приваренной к бонке воздухоотводящей трубы

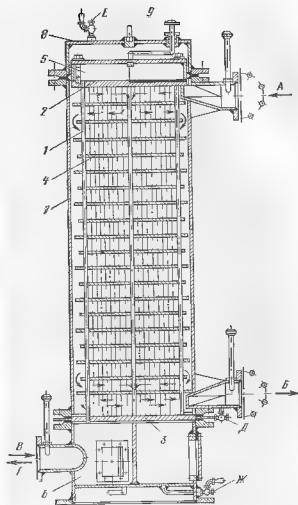


Рис 5-6 Маслоохладитель

А, Б — подвал и отвод масла; В, Г — подвал и отвод охлаждающей воды; Д, Е — удаление воздуха соответственно из водяной и масляной частей маслоохладителя, Ж — слив масла в воду из соответствующих полостей

Нижняя трубная доска 3 жестко закрепляется между фланцами корпуса и нижней водяной камеры, служащей опорой маслоохладителя, с помощью болтов и специальных шпильки с буртиками.

Верхняя трубная доска 2 вместе с водяной камерой типа «шляпа» свободно перемещается в корпусе маслоохладителя при температурных расширениях трубного пучка.

Осмотр и очистку поверхности трубок с масляной стороны можно осуществить, сняв корпус маслоохладителя с крышкой 8. Трубная система с трубными досками может быть в случае надобности целиком вынута из маслоохладителя.

Подлежащее охлаждению масло, поступающее через верхний патрубок в корпус маслоохладителя, омывает внешнюю поверхность трубок, внутри которых протекает охлаждаю-

щая вода, совершая при этом четыре хода. Отвод охлажденного масла осуществляется из нижнего патрубка. Вследствие высокой вязкости масла невозможно создать турбулентный режим движения, поэтому теплопередача в маслоохладителях происходит при ламинарном режиме течения масла, когда полностью отсутствует турбулизирующее действие естественной конвекции. В связи с этим для интенсификации теплопередачи в маслоохладителях стремятся улучшить перемешивание масла при прохождении его через теплообменник, используя перегородки. При этом улучшение теплообдачи сопровождается увеличением гидравлического сопротивления. Промежуточные перегородки направляют масло попеременно к трубкам поочередно от периферии к центру и наоборот.

При прохождении масла в охлаждающей воде через маслоохладитель происходит передача тепла от масла охлаждающей воде. Выпуск воздуха из масляной полости выполняется с помощью специального крана, расположенного на крышке маслоохладителя. Стенки масла и воды из соответствующих полостей также можно полить с помощью пробных спусковых кранов. Отвод воздуха из водяной камеры осуществляется с помощью сасывающего устройства.

Контроль за температурой масла и воды ведется по термометрам, установленным на подводящем и отводящем патрубках масла и воды. Давление масла определяется манометрами, установленными на маслопроводах.

Маслоохладитель, находящийся в установке (два работающих и один резервный), поочередно отключаются для чистки или ремонта. Сроки чистки зависят от местных условий. Необходимость чистки маслоохладителя оценивается по разности температур при входе и выходе масла и воды. При загрязнении маслоохладителя с водяной стороны разность температур воды возрастает. При загрязнении маслоохладителя с масляной стороны разность температур воды и масла уменьшается, одновременно повышается температура масла перед и за маслоохладителем.

Для предотвращения попадания воды в масляную систему необходимо следить за тем, чтобы задвижки на сливе воды из маслоохладителей были в положении полного открытия.

Гидравлическая полость воды производится со стороны ее подвода. В случае необходимости отпеченный маслоохладитель по охлаждающей воде по изобавлению гидравлического удара первой закрывается задвижка на подводе воды, а затем задвижка на сливе. При этом человек маслоохладителя по охлаждающей воде должен первой открыть задвижку на сливе воды а затем задвижку на подводе воды.

При отключении маслоохладителя со стороны воды (для чистки, ремонта и т.п.) следует отключать его также со стороны масла в целях интенсификации теплообмена в работающих маслоохладителях. Для предотвращения гидравлических толчков в масляной системе открытие задвижки на маслопроводе должно производиться медленно с соблюдением мер предосторожности против попадания воздуха в масляную систему.

Заполнение маслоохладителя должно осуществляться через нижнюю задвижку при открытом кране для выпуска воздуха, расположенном на крышке масла и задвижка. Только после выпуска всего воздуха из корпуса может быть открыта верхняя задвижка на маслопроводе.

Маслоохладитель МБ 50 75 (МОБ-3) в 1972 г. присвоен государственный Знак качества.

Технические данные маслоохладителей:

Проездная способность теплообменника, м ² /ч ²	75
Начальная и конечная температур носителя, °C	
масло	до 140
вода	33 и 35,3
Общий коэффициент теплопередачи, кВт/(м ² ·°C)	1893
Габариты маслоохладителя, мм	
высота	2660
внутренний диаметр корпуса	660
Площадь теплообмена, м ²	52,6
Гидравлическое сопротивление по масляной стороне при номинальном расходе масла, кг/с ²	Не более 98
Гидравлическое сопротивление по воде при номинальной кратности охлаждения, кг/с ²	Не более 19,62
Кратность охлаждения (отношение массовых расходов воды и масла)	1,6 - 0,4

* Параксены маслоохладителя являются раздельными при работе на масле и при турбулентном режиме (ГОСТ 82-33).

** Для гидравлического сопротивления по воде (маслу и воде) и для коэффициента теплопередачи в зависимости от температуры воды и масла.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

КОНДЕНСАЦИОННОЕ УСТРОЙСТВО, ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

6-1. Конструкция конденсатора

Техническая характеристика конденсатора

Площадь охлаждения, м ²	9115
Расход пара при номинальной нагрузке, т/ч	330,87
Удельная паровая нагрузка, кг/(м ² ·ч)	36,5
Абсолютное давление пара у фланца конденсатора, кПа	3,4
Температура охлаждающей воды при входе, °C	12
Количество охлаждающей воды, шт.	11 712

Диаметр трубок, мм		
28×1	11 192 шт.	
28×2	520 шт.	
Активная длина трубок, м	8,8	
Цесю колов воды	2	
Расход охлаждающей воды, л/ч	20 812	
Гидравлическое сопротивление конденсатора, кПа	39,2	
Скорость воды в трубках, м/с	1,86	
Масса конденсатора с переходными патрубком	191,1	

Конденсатор состоит из стального корпуса, по концам которого установлены трубные доски с большим количеством закрепленных в них тонкостенных трубок, водяных камер 2, 5 и переходного патрубка 1 (рис. 6-1).

Экономичные показатели паровых конденсационных турбин в процессе эксплуатации во многом зависят от теплотехнических качеств конденсационных устройств, которые в свою очередь определяются конструктивными особенностями конденсаторов и главным образом компоновкой трубных пучков.

Разбивка трубок конденсатора выполнена применительно к двум выходам турбины в виде шестилестничковой фигуры, симметричной относительно вертикальной оси конденсатора, с наружными тупиковыми проходами в глубь пучка и внутренними свободными от трубок каналами, сходящимися к центральной части.

В центральной части конденсатора расположен воздухоохладитель 8, представляющий собой кольцевой трубный пучок, снабженный системой кожухов. Они обеспечивают поперечно три хода паровоздушной смеси с последующим уменьшением площади живого сечения прохода при продольном омывании охлаждающих трубок. В центре воздухоохладителя установлена труба 9 для отвода воздуха из конденсатора.

Весь трубный пучок 6, включая воздухоохладитель и центральную трубу, разделен по

вертикали глухой перегородкой на две самостоятельные половины и опирается по длине на пять промежуточных трубных досок.

Охлаждающие трубки развальцованы с двух сторон в двойных трубных досках. Для предохранения трубок от ударного действия поступающего в конденсатор пара в наиболее уязвимых участках трубного пучка по периферии установлены углиценные трубки диаметром 28×2, в основном же трубный пучок состоит из трубок диаметром 28×1.

В отдельных внутренних участках трубного пучка, а также в пограничных участках, где можно ожидать скопления конденсата, установлены открытые сверху дренажные трубки желобки для отвода конденсата с выислегающих трубок к трубным доскам. Для этой же цели служат паровые щиты 7, расположенные во внутренних, свободных от трубок каналах трубного пучка. Этим достигается отвод конденсата, образовавшегося на верхних рядах трубок, непосредственно в конденсатороборник 4, минуя нижерасположенные трубки, что уменьшает толщину пленки конденсата на них и улучшает теплообмен.

Трубки крепят обычно в трубных досках путем развальцовки, для чего отверстия в трубной доске делают на 0,25–0,45 мм больше наружного диаметра трубки.

Во избежание повреждения трубок во время вальцовки отверстия в трубной доске выполняют закругленными радиусом 2,5 мм на глубину 1,5 мм. Закругление кромки отверстия трубной доски со стороны водяной камеры позволяет также несколько раздаты трубку со стороны входа воды и уменьшить гидравлические потери напора при входе воды в трубку.

По бокам конденсатора (между пучком и стенками корпуса) имеются суживающиеся

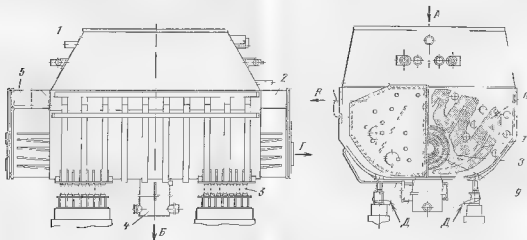


Рис. 6-1 Конденсатор турбины

А — вход отработавшего пара, Б — отвод конденсата, В — слив пленкообразной воды, Г — отсос воздуха из конденсатора, Д — подвод охлаждающей воды

книзу проходы для доступа пара к нижней части пучка, что способствует регенерации и деаэрации стекающего конденсата.

Корпус конденсатора стальной, цельносварной конструкции. Он изготавливается двумя отдельными половинами, имеющими каждая плоскую стенку по вертикальному разному. Эти стенки после сварки полови корпуса при монтаже служат вертикальной перегородкой.

В обечайку корпуса толщиной 16 мм по краям сварены две двойные трубные диски и пять промежуточных (одинарных) на равном расстоянии по длине корпуса. Снаружи корпус усилен десятью поперечными и четырьмя продольными швеллерами жесткости.

Отверстия под охлаждающие трубки в промежуточных трубных досках последовательно смещены по вертикали вверх для обеспечения предварительного погиба трубок с максимальной стрелой, равной 6 мм, посередине корпуса.

С обеих торцевых сторон корпуса к концевым трубным доскам по контуру трубного пучка примыкают передняя 5 и задняя 3 водные камеры. Передняя камера имеет несколько больший вылет для возможности размещения водоводов. Камеры заканчиваются фланцами, к которым на болтах крепятся плоские крышки, каждая из двух половин. Крышки дополнительно укрепляются анкерными болтами, концы которых выступают за плоскость крышек. Плотность фланцевых разъемов крышек обеспечивается при помощи резинового жгута прямоугольного сечения, закладываемого в пазы фланцев [47].

Каждая половина крышек снабжена двумя лазами для доступа к трубкам при ремонте и чистке.

Для выравнивания давления пара по длине конденсатора перед пучком трубок в промежуточных трубных досках предусмотрены круглые вырезы. Каждая концевая трубная доска состоит из паружной доски, обращенной к водяной камере, и внутренней, установленной параллельно первой с зазором в 10 мм. Заваренные по периферии двойные трубные доски образуют в конденсаторе четыре изолированные полости камеры гидравлического уплотнения, по две с каждой торцевой стороны конденсатора. В нижней и верхней части каждой камеры уплотнения предусмотрены отверстия для подвода уплотняющей воды (конденсата) и выпуска воздуха при заполнении камеры.

Переходный патрубок 1, соединяющий конденсатор с выпускным патрубком турбины, имеет прямоугольное сечение, расширяющееся в сторону конденсатора. Он выполнен из четырех плоских наклонных листов, укреплен

ных внутри ребрами и перекрестными тягами.

Во внутренней полости переходного патрубка размещены выводные трубы отборов пара части низкого давления, концы которых выходят наружу через стенку патрубка в поперечном отношении оси турбины направления в обе стороны.

Конденсатор поддерживается четырьмя группами пружин 3, закрепленными на нижней плите фундамента турбины. Для возможности перекидки по железной дороге конденсатор оставляется на стройплощадку из четырех частей, а переходный патрубок — из двух частей, свариваемых при монтаже. Наборка и развалы охлаждающих трубок производятся также при монтаже.

В верхнем углу задней трубной доски конденсатора вварена труба для приема и деаэрации химически очищенной воды. Для охлаждения патрубка турбины на холостом ходу в переходном патрубке установлено впрыскивающее устройство, два патрубка которого расположены в нижней средней части переходного патрубка и два — сверху по углам. Впрыск конденсата осуществляется только при недопустимом повышении температуры патрубков турбины; в нормальном режиме впрыскивающее устройство должно быть выключено.

6-2. Элементы конденсационного устройства

Приемно-сбросное устройство. В блочных паротурбинных установках электростанций имеется конечное приемно-сбросное устройство, предназначенное для снижения давления и температуры пара, сбрасываемого непосредственно из котла по байпасным линиям в конденсатор турбины при нестационарных режимах работы блока (пуск, останов), а также при аварийных сбросах нагрузки.

Основным требованием, предъявляемым к работе приемно-сбросного устройства, является понижение параметров сбрасываемого пара до величин, близких к параметрам пара на выходе из турбины, и организация входа пара в конденсатор, исключая воздействие потока пара на проточную часть турбины и на трубный пучок конденсатора.

Приемно-сбросное устройство установлено на переходном патрубке конденсатора и состоит из увлажнителя пара и дроссельной части. Увлажнитель пара выполнен в виде сопла Вентури, через радиальные отверстия которого впрыскивается конденсат.

Дроссельная часть устройства образована четырьмя концентрическими кожухами с концевыми прорезями. Дросселирование предваряется увлажнением и частично дроссели-

рованного пара происходит при протекании (от центра к периферии) потока через упомянутые выше кольцевые прорезы концентричных кожухов. Прорезы в соседних кожухах смещены на полшага, чем достигается многократное изменение направления движения пароводяной эмульсии и полное испарение взвешенного конденсата.

Копенная температура сбрасываемого пара поддерживается немного выше температуры насыщения путем регулирования расхода увлажняющего конденсата, т. е. пар выходит перегретым, что гарантирует полное испарение содержащейся в нем влаги.

Сбросные устройства обеспечивают снижение параметров пара до давления 0,0096—0,0048 МПа и температуры 45°C при расходе пара 193 т/ч.

Конструкция сбросных устройств представлена на рис. 6.2.

Деаэрационная способность конденсатора. Согласно правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей [30] содержание кислорода в конденсаторе турбины ограничено. При давлении в котле более 9,8 МПа оно не должно превышать 20 мкг/кг, а содержание свободной двуокиси углерода 1 мкг/кг. Наличие в схеме блоков 160 МВт деаэратора, который обеспечивает содержание кислорода в питательной воде менее 10 мкг/кг, не устраняет этого требования, так как необходимо предотвратить вынос в котел окислов металла, образовавшихся до деаэратора. Содержание кислорода в конденсате в значительной мере зависит от деаэрирующей способности конденсатора.

Специального устройства для деаэрации конденсата в конденсатороборнике нет. Однако цилиндрический конденсатороборник приваривается к корпусу конденсатора таким образом, что кромки его стенок образуют над днищем конденсатора пороги высотой в 50 мм, что вместе с хорошим доступом отработавшего пара под трубный пучок конденсатора обеспечивает деаэрацию конденсата.

Эксплуатационные мероприятия, способствующие улучшению деаэрирующей способности конденсатора, должны заключаться в том, что необходимо тщательно следить за уровнем конденсата в конденсаторе. Если уровень конденсата в конденсаторе завышен,

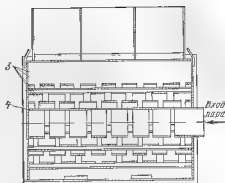
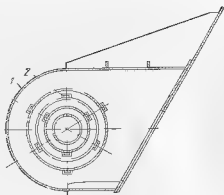


Рис. 6.2. Приемно-сбросные устройства
1 — корпус 2 — швеллер 3 — лопатки 4 — труба с вырезом

это затрудняет доступ пара под трубный пучок и приводит в ряде случаев к подтапливанию нижнего ряда трубок, что вызывает переслаживание конденсата и повышение концентрации кислорода в нем.

Большое внимание при эксплуатации должно уделяться высокой воздушной плотности всей вакуумной системы за счет обеспечения надежной подачи пара на концевые уплотнения турбины и плотности арматуры, установленной на трубопроводах, находящихся под вакуумом, а также арматуры, в которой при сниженных нагрузках блока может появиться разрежение.

При гидравлической опрессовке конденсатора необходимо особенно тщательно проверить ту часть вакуумной системы, которая будет находиться ниже уровня конденсата и присосы воздуха в которую особенно опасны. Для обеспечения полного содержания кислорода в конденсате необходимо по возможности направлять дренажи, насыщенные кислородом, в бак низкого давления, так как в противном случае, особенно при сбросе дренажа под уровень конденсата, концентрация кислорода может увеличиться.

Система очистки. В конденсаторе предусмотрена самоочистка внутренних поверхностей охлаждающих трубок с помощью резиновых шариков, циркулирующих вместе с охлаждающей водой. Эти шарики нагнетаются в папоротный водовод подоструйным эжектором и, циркулируя по трубкам вместе с охлаждающей водой, касаются внутренней поверхности трубок, производя их механическую очистку.

Необходимыми условиями нормальной работы системы самоочистки являются:

- 1) тщательная очистка внутренних поверхностей конденсаторных трубок перед пуском системы самоочистки;
- 2) охлаждающая вода не должна иметь крупных механических взвесей;
- 3) в водяных камерах конденсатора должны быть устранены все зоны, где могли бы задерживаться шарики;

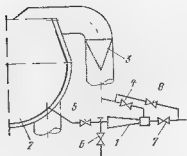


Рис 6-3 Система самоочистки

1 — эжектор; 2 — напорный циркуляционный водовод; 3 — улавливающий конус; 4, 5 — шаровые краны; 6 — запорный клапан

4) конденсаторные трубки должны иметь одинаковые внутренние диаметры,

5) резиновые шарики должны иметь диаметр на 2 мм меньше внутреннего диаметра охлаждающих трубок, а плотность шариков должна быть близкой к плотности воды;

6) количество шариков, циркулирующих в системе, должно быть около 20% числа трубок конденсатора.

Система самоочистки трубок конденсатора, схема которой представлена на рис 6-3, состоит из следующих основных элементов: эжектора 1 для подачи шариков из сбросного водовода охлаждающей воды конденсатора в напорный циркуляционный водовод 2; загрузочной камеры, через которую происходит ввод шариков в цикл; улавливающего конуса 3, представляющего собой штампованную сетку, для улавливания шариков и направления их в эжектор.

6-3. Применяемые материалы и их характеристики

Основным требованием, предъявляемым к материалам конденсаторных трубок, является их достаточная коррозионная стойкость.

Циркуляционная вода, поступающая в трубки конденсатора, в значительной мере насыщена воздухом, что при наличии окислителя создает условия для коррозии металла трубок.

Вследствие небольшой толщины стенок трубок (1 мм) допускаются очень малые скорости коррозии (при равномерном разведении поверхности трубок пресной водой — 0,03 мм/год)

Широко распространение в качестве материала цельнотянутых бесшовных конденсаторных трубок имела в свое время латунь марки Л 68 (химический состав: Sn — 68%, Zn — 32%, Sb — 0,1%, Fe — 0,1%). Трубки из латуни Л 68 часто подвергаются усиленной

коррозии при наличии высокого содержания солей в охлаждающей воде, но прямой зависимости интенсивности коррозии от общего содержания не наблюдается. Это объясняется различной агрессивностью отдельных солей, растворенных в циркуляционной воде, по отношению к металлу конденсаторных трубок.

Физические и механические свойства латуни марки Л-68

Температура плавления, °C	138
Плотность, кг/м³	8430
Коэффициент линейного расширения	19,9 · 10⁻⁶
Теплопроводность (при t до 100°C), в/ж·°C	372
Коэффициент Пуассона	0,36
Модуль упругости, МПа	0,108 · 10⁸
Предел прочности, МПа	323,7
Предел текучести, МПа	98,1
Предел упругости, МПа	68,1

Нормальным сроком службы латунных конденсаторных трубок на пресной воде считается 20 лет. Устойчивость латуни против коррозии определяется главным образом защитными свойствами пленки, образующейся на ее поверхности уже в начальный период эксплуатации и состоящей из различного рода окислов и солей. Однако защитная пленка может претерпевать изменения своей структуры в условиях эксплуатации или повреждаться под действием жосткой воды (при больших ее местных скоростях), а также при механической очистке трубок и промывках конденсатора кислотой.

Коррозия со стороны пара наблюдается редко и обуславливается наличием в паре и конденсате аммиака и кислорода. В частности, аммиак появляется в паре при аммиачной обработке питательной воды.

Возможность коррозии латунных трубок, расположенных в пределах основных трубок пучков конденсатора, под действием аммиака маловероятна. Присутствие аммиака в конденсаторе представляет значительно большую опасность для трубок зоны воздухоохлаждателя, даже при малых концентрациях NH₃ в паре.

Более стойкой против аммиачной коррозии является латунь марки ЛМШ 68 0,06, ингибированная мышьяком (0,04—0,08%). Присутствия также охлаждающие трубки из медно-никелевого сплава марки МНЖ5-1, ингибированного марганцем и железом, стойкого против коррозии и эрозии с паровой и водной стороны.

Конденсаторные трубки из сплава МНЖ5 1 могут применяться для охлаждающей воды с содержанием солей 1500—3000 мг/кг (при небольшом загрязнении стоками и небольшим содержанием вредных) или солейсодержащем от 3000 до 5000 мг/кг при

отсутствии загрязнений стоками и взвеси. Допустимая скорость воды 2,5–2,7 м/с или 2,0–2,2 м/с при наличии взвеси.

Механические свойства металла труб (отожженных) должны соответствовать следующим требованиям: предел прочности на растяжение не менее 294 МПа; относительное удлинение не менее 10%.

Корпус конденсатора, коньдовые и промежуточные трубные доски, водяные камеры, крышки водяных камер, опорная рама, плиты фундаментные, приемно-сборные устройства, патрубок переходный все эти элементы изготавливаются из углеродистой стали марки ВСт3сп, которая обладает высокой пластичностью и вязкостью, хорошо сваривается, поддается обработке резанием, практически не закаляется.

Пружины сжатия опор конденсатора изготавливаются из кремнистой рессорно-пружинной стали марки 60С2А.

6-4. Эжекторы турбоустановки

Непрерывное удаление воздуха из конденсатора для поддержания в нем разрежения совершается воздушными насосами. Кроме того, воздушные насосы находят применение для удаления паровоздушной смеси из лабиринтовых уплотнений турбины и в качестве временно действующих устройств для заполнения водой (путем удаления воздуха) циркуляционных выводов конденсатора при пусках турбоагрегата.

В турбине К 160-130 паровоздушная смесь отсасывается из конденсатора двумя параллельно включенными основными эжекторами типа ЭПО 3 75 (ЭП-3-25/75). Установлены также два эжектора типа ЭП 1 80 пусковой и циркуляционной смеси. Один из них предназначен для быстрого набора вакуума, другой служит для отсоса воздуха из циркуляционной системы при заполнении ее водой. Для отсоса паровоздушной смеси из концов уплотнений турбины применяется эжектор уплотнений типа ЭУ-С.

Основной эжектор типа ЭПО 3 75 (ЭП-3-25/75), имеющий три ступени сжатия с промежуточными и конечным охлаждением отсасываемой паровоздушной смеси, состоит из сварного корпуса, трубной системы, верхней крышки и водяной камеры, сопла и диффузора (рис. 6-4).

Корпус эжектора 1 имеет три объединенные обечайки (нижнюю и верхнюю) фланцами, сваренные между собой обечайки цилиндрической формы, которые служат местом размещения трех ступеней трубной системы.

Трубная система 3 состоит из трех групп охлаждающих труб диаметром 19×1 и об-

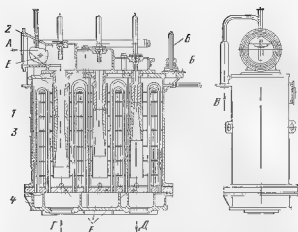


Рис 6-4 Эжектор основной типа ЭПО-3 75 (ЭП-3-25/75).

1 — корпус; 2 — крышка с соплами и диффузорами, 3 — трубная система; 4 — водяная камера, 5 — шток измерительных приборов; А — выход воздуха; Б — выход воздуха; В — выход воздуха; Г — выход охлаждающего конденсата; Д — выход охлаждающего конденсата; Е — присоединение гидростанции.

разной формы, развальцованных в трубной доске. С целью обеспечения интенсивной конденсации пара и охлаждения паровоздушной смеси каждая ступень трубной системы разделена горизонтальными перегородками, образующими ходы для паровоздушной смеси. В нижнем фланце корпуса по ступеням имеются отверстия для перетока конденсата через сифоны из 3-й ступени во 2-ю и из 2-й в 1-ю. Трубная система при помощи воронитковых шпилек крепится к нижнему фланцу корпуса и устанавливается на водяной камере.

Водяная камера 4 сварной конструкции состоит из днища с входным и выходным фланцами, перегородок, приваренных к днищу и соответствующих местам охлаждающей воды, и общего фланца, к которому крепится корпус с трубной системой.

Верхняя крышка эжектора 2 состоит из трех камер, собранных на общем фланце. К всасывающей камере 1-й ступени приварен входной приемный патрубок паровоздушной смеси, в верхней части каждой камеры имеются соответствующие гнезда под паровые сопла, а во фланце — вырезы для прохода паровоздушной смеси во 2-ю и 3-ю камеры. Кроме того, во фланце крышки имеются три посадочных отверстия для установок в них диффузоров. Сопла и диффузоры расположены по центральной продольной оси корпуса каждой ступени. Сопла выполнены из нержавеющей стали, а диффузоры латунные, составные (из двух частей). Диффузоры помещены в специальные трубы, препятствующие проходу паровоздушной смеси между их на-

ружными стенками и крайними рядами охлаждающих трубок.

Паровоздушная смесь, поступающая во всасывающую камеру эжектора, увлекается струей пара, выходящей и сопл через смесительную камеру в диффузор 1-й ступени. При движении смеси по диффузору происходит сжатие смеси до давления, устанавливающегося в охладителе 1-й ступени.

Выходящая из диффузора смесь поступает в трубе в нижнюю часть корпуса и проходит по охлаждающим пучкам труб, где перегородки направляют ее вверх и она омывает внешнюю поверхность охлаждающих труб. При этом происходит конденсация пара, находящегося в смеси, а оставшаяся часть ее проходит по всасывающую камеру 1. входной части диффузора 2-й ступени. Сжатая смесь во 2-й ступени происходит до давления, устанавливаемого в охладителе этой ступени. Затем смесь поступает во всасывающую камеру 3-й ступени и после сжатия в диффузоре через конический охладитель улетает в атмосферу. Образовавшийся конденсат из 3-й ступени сползает конденсатным трубопроводом сифоном в охладитель 2-й ступени, где часть его испаряется, а другая (большая часть) смешивается с конденсатом 2-й ступени, после чего поступает в охладитель 1-й ступени и оттуда уже сползает в нижнюю часть конденсатосборника конденсатора под уровень конденсата. Занесший слив конденсата из охладителя 3-й ступени осуществляется в открытую воронку через гидравлический затвор.

При нормальной работе эжектора свободный слив должен беспрепятственно. При пусках же, когда давление в охладителях повышается из-за увеличившейся производительности, слив может работать. Расход конденсата через него во время нормальной работы эжектора не является на неисправность трубной системы или дренажа. Охлаждающий конденсат из конденсатора поступает сначала в трубки охладителя 1-й ступени, затем последовательно в охладители 2-й и 3-й ступеней. Такое движение конденсата обеспечивается соответствующим расположением направляющих перегородок водяной камеры.

Проходя по трубам охладителей, конденсат нагревается телом конденсируемого пара.

Пароструйный трехступенчатый эжектор ЭПО-3-75 (ЭП 3-25/75) рассчитан для работы на пар с параметрами $p=0,49$ МПа, $t=158^{\circ}\text{C}$ при расходе его 1000 кг/ч, который распределяется по ступеням следующим образом: 1-я ступень 160; 2-я ступень 320, 3-я ступень -- 520 кг/ч.

При указанных данных и работе на паровоздушную смесь с содержанием воздуха 25 кг/ч эжектор создает в приемном патрубке разрежение, соответствующее давлению 2,7 кПа. Расчетному перегрузочному режиму работы эжектора соответствует давление 5,4 кПа при расходе воздуха около 75 кг/ч.

Корпус эжектора, водяная камера и крышка выполнены сварными из листового стали марки ВСтЗсп; охладители — из латунных (Л-68) или медно-никелевых (МНЖ5-1) трубок диаметром 19/17 (наибольшая длина трубок 2468 мм, наименьшая — 2278 мм, общее количество трубок 250).

С каждым эжектором поставляются:

- а) два термометра прямых от 0 до 100°C в оправе (один из них устанавливается на всасывающей камере паровоздушной смеси, а второй — на выхлопном патрубке эжектора);
- б) манометр для измерения давления рабочего пара перед соплами;
- в) мановакуумметр для замера вакуума в 1-й ступени (манометр и мановакуумметр смонтированы на щите измерительных приборов эжектора);
- г) дроссельный воздухомер (на каждый эжектор 1 шт на группу эжекторов), по показаниям которого осуществляется контроль за состоянием воздушной плотности вакуумной системы турбоустановки (позиция 6 на рис. 6-4).

При работе конденсационной установки с малыми паровыми нагрузками автоматически включается рециркуляция, чем обеспечивается постоянный расход конденсата на холодильники эжектора.

Во время работы установки вентиль, находящийся на линии отвода дренажа 1-й ступени в конденсатор, должен быть полностью открыт (его открытие регулированию не поддается).

Включение эжектора начинается с подачи пара к соплам, и только после достижения предельного разрежения в приемном патрубке эжектора открываются задвижка на трубопроводе отсоса паровоздушной смеси из конденсатора и вентиль на дренажном трубопроводе (при этом через холодильник необходимо все время прокачивать конденсат). При отключении эжектора необходимо сначала закрыть задвижку на трубопроводе отсоса паровоздушной смеси и вентиль на дренажном трубопроводе, после чего перекрыть подачу пара.

Одним из основных требований для обеспечения нормальной работы эжектора является надежная плотность его соединений как в целом, так и по ступеням. Конструкция эжектора имеет ряд смежных полостей, находящихся в рабочих условиях под различными давлениями и отделенных друг от друга перегородками, стыки которых уплотнены прокладками. Последние следует вырезать по возможности из целого листа одинаковой толщины, не имеющего изломов и трещин. Ответствия в прокладках должны быть вырублены острыми инструментом. Полосы прокладок под перегородками должны иметь припуск по ширине 3-5 мм на сторону. Допускается сшивки прокладок соединений типа «эластичная хвост» на участке вне полос под перегородками. При установке прокладок следует обратить внимание на правильность положения вырезов, служащих для прохода паровоздушной смеси.

В процессе сборки необходимо произвести гидрониспытание по ступеням наливом воды при снятой верхней крышке, а также в собранном виде в соответствии с указаниями на чертеже.

Эжектор пусковой и циркуляционной системы ЭП-1-80 (рис. 6-5) одноступенчатого сжатия паровоздушной смеси (без ее охлаждения) состоит из цилиндрической всасывающей камеры, в одном торце которой устанавливается сопло 1, а в другом — сопло диффузора 3. Эжектор присоединяется к всасывающему трубопроводу посредством патрубков на всасывающей камере и к выпускному трубопроводу — фланцем диффузора. Давление рабочего пара перед соплом эжектора 0,49 МПа, при этом расход пара составляет 500 кг/ч. Количество отсасываемого воздуха при давлении 0,024 МПа составляет 80 кг/ч. Масса эжектора 55 кг.

Эжектор лабиринтового пара ЭУ-6 предназначен для отсоса паровоздушной смеси из уплотнений турбины. Эжектор (рис. 6-6) выполнен конструктивно как одно целое с холодильниками 1-й и 2-й ступеней. Каждый холодильник 2, 3 состоит из обечайки, двух стальных трубных досок с развальцованными в них 568 латунированными трубками диаметром 16×1 мм с активной длиной 420 мм и крышки 4. Водяная камера 5, расположенная между холодильниками, разделена двумя перегородками на три части. Для улучшения теплоотдачи в межтрубном пространстве каждого холодильника имеется перегородка, благодаря которой паровоздушная смесь совершает в холодильнике два хода. Собственно эжектор 1 состоит из корпуса, парового сопла и диффузора.

Эжектор осуществляет отсос паровоздушной смеси уплотнений турбины через холодильник 1-й ступени, направляя ее в холодильник 2-й ступени, а оттуда — в атмосферу. Охлаждающий конденсат через нижний патрубок водяной камеры поступает в трубную систему холодильника 2-й ступени, затем через среднюю часть водяной камеры и трубки холодильника 1-й ступени выходит в верхний патрубок водяной камеры. Всего конденсат совершает в холодильниках четыре хода (по два хода в каждом холодильнике).

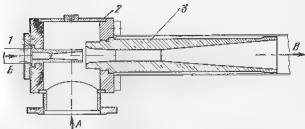


Рис. 6-5. Эжектор пусковой и циркуляционной системы типа ЭП-1-80

1 — сопло; 2 — камера смешения; 3 — диффузор, А, Б — вход отсасываемой паровоздушной смеси и рабочего пара, В — выход паровоздушной смеси.

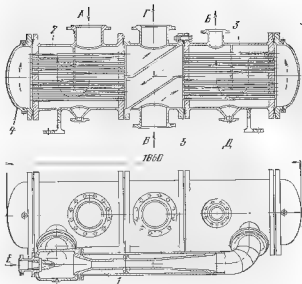


Рис. 6-6. Эжектор лабиринтового пара типа ЭУ-6

А, Б — вход и выход отсасываемой смеси; В, Г — вход и выход охлаждающего конденсата; Д — отвод дренажа из холодильников 1-й и 2-й ступеней.

Паровоздушная смесь из концевых уплотнений турбины поступает в холодильник 1-й ступени, где происходит конденсация пара. Несконденсировавшийся пар и воздух отсасываются эжектором. Сжатая в диффузоре паровоздушная смесь поступает в холодильник 2-й ступени, откуда воздух и несконденсировавшийся пар выталкиваются в атмосферу. Питание эжектора рабочим паром осуществляется от уравнительной линии деаэра-тора.

Отвод образовавшегося в холодильнике конденсата осуществляется через штуцера в нижней части каждого холодильника.

Техническая характеристика эжектора

Расход отсасываемой смеси, кг/ч	1275
В том числе:	
пара	420
воздуха	855
Давление смеси, МПа:	
на входе	0,09
на выходе	0,1
Температура смеси, °С:	
на входе	124
на выходе	55
Расход рабочего пара, кг/ч	360
Расход охлаждающего конденсата, т/ч	150
Максимальное давление охлаждающего конденсата, МПа	1,37
Температура охлаждающего конденсата, °С	48
Пробное гидравлическое давление пространства водяного	1,85
парового	0,195

6-5. Расширительный бак

Во время работы паротурбинной установки и при прогреве паропроводов образующийся в них конденсат необходимо удалять, не допуская его скопления во избежание гидравлических ударов. Особенно тщательным должен быть дренаж главных паропроводов, так как вода представляет большую опасность для турбины.

Во время эксплуатационных пусков паропроводов дренажная система должна обеспечить открытый слив конденсата. В начальный период пуска паропровода образование конденсата весьма обильное, причем он загрязнен окислами железа. Давление в паропроводе в это время велико и конденсат сливается через открытые воронки в канализацию для того, чтобы контрпротравить его сток и загрязнение. При плавении стенок конденсата и пара «открытый» дренаж отключается и выполняется «прямая» продувка через расширительный бак дренажей.

Расширительный бак представляет собой сосуд цилиндрической формы с патрубками отвода пара дренажей в верхней части и отвода конденсата в нижней. Выпар из расширительного бака направляется в переходный патрубок конденсатора, а конденсат — в его поддон.

Трубопроводы дренажей присоединяют к расширительному баку радиально или тангенциально. В случае радиальной врезки дренажи с высокой энергией не успевают окончательно расшириться и испариться при входе в расширительный бак и ударяют в противоположную стенку расширительного бака, вызывая вибрацию. При тангенциальной врезке потоки дренажей, закручиваясь вдоль стенки расширительного бака, способствуют снижению вибрации.

Расширительный бак состоит из корпуса 1 (рис. 6-7), в котором приварены тангенциальные патрубки для подвода конденсата из дренажных линий, обода жесткости и двух донных в виде усеченных конусов с патрубками для отвода выпара и конденсата.

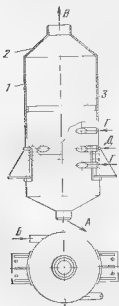


Рис. 6-7. Расширительный бак
1 — корпус; 2 — крышка; 3 — обод жесткости; А — дренаж из расширительного бака; В — дренаж из ЦВД в паропровод; D — дренаж из котла; V — дренаж паропроводов перегрева пара.

6-6. Водяные фильтры

Водяные фильтры служат для очистки воды, поступающей в сервомоторы обратных клапанов. Водяной фильтр диаметром 100 мм (рис. 6-8) состоит из старого корпуса 1, стакана 2 и барабана 3, на который надета латунная сетка 4. Вода через боковой патрубок поступает в корпус фильтра, отстаивается, проходит через стакан, очищается и поступает в линию гидровоздействия.

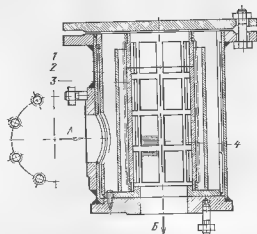


Рис. 6-8. Водяной фильтр диаметром 100 мм.
А, Б — вход и выход воды

Для очистки фильтра от загрязнения следует отключить его от трубопровода, снять крышку, вынуть стакан, барабан и тщательно промыть их от гравия.

Водяной фильтр ФС-400-1 (рис. 6-9) включается в водоподводящую систему к воздухо- и маслослоснабдителям. Фильтрующая часть выполнена из дырчатых листов, расположенных на цилиндрической поверхности вращающегося барабана, имеющего восемь изолированных отсеков. Барабан помещен в сварном корпусе, снабженном крышкой, через которую вал барабана выведен наружу. Вращением барабана может быть изменено его положение относительно патрубка, подводящего воду. Подлежащая фильтрации вода поступает в нижний патрубок и проходит через сетки пяти отсеков фильтра, откуда отводится в верхний патрубок. Секции фильтра можно поочередно промывать, пропуская отфильтрованную воду через сетку в обратном направлении. Для этой цели в нижней части корпуса предусмотрен фланец отводящего трубопровода, расположенный в отсеке одной секции. Открытием задвижки на этом трубопроводе создается проток отфильтрованной воды через сетку внутрь секции. Ручка, поворачивающая барабан, снабжена пятаком, входящим в прорези крышки. Расположение про-

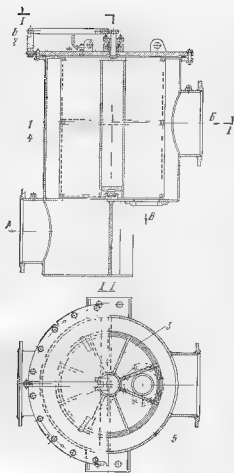


Рис. 6.9. Водяной фильтр ФС 400 1

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — барабан; 4 — вода барабана; 5 — дырчатый лист; 6 — ручья барабана; А — подсос воды, подталкивающий фильтр; Б — отвод воды (отфильтрованной); В — отвод воды после промывки секции.

резей соответствует определенному положению секций барабана, и поворотом барабана на один шаг следующая секция ставится под промывку.

6-7. Регенеративные подогреватели

Подогреватели низкого давления. Регенеративная установка предназначается для подогрева питательной воды, поступающей в котел, паром из промежуточных нерегулируемых отборов турбины. Основными элементами регенеративной установки являются: деаэратор, четыре подогревателя низкого давления (ПНД1—ПНД4), работающие под напором конденсатного насоса, и три подогревателя высокого давления (ПВД6—ПВД8), включенные по воде за питательным насосом после деаэратора.

Подогреватель низкого давления ПНД1 — четырехходовой по воде, имеет поверхность

нагрева 250 м^2 (по наружному диаметру трубок). Подогреватель состоит из следующих основных частей: 1) сварного стального корпуса с патрубками и опорными лапами, 2) стальной трубной доски, в которую завальцованы латунные U образные трубки, 3) водяной камеры, примыкающей к трубной доске, с двумя патрубками для подвода и отвода питательной воды.

Полость водяной камеры разделена на три части двумя вертикальными перегородками, обеспечивающими четыре хода воды.

Греющий пар от соответствующего отбора турбины поступает по двум патрубкам, расположенным в верхней части корпуса подогревателя и омывает трубки снаружи. Трубки (по давлению) проходят через перегородки каркаса, связанные между собой болтами, которые в свою очередь крепятся к трубной доске. Перегородки предохраняют трубки от вибрации и создают нужное направление потока пара в подогревателе.

Нижне паровых патрубков расположены патрубки для присоединения к подогревателю трубопроводов отсоса воздуха из дренажного насоса.

Конденсат греющего пара собирается в нижней части корпуса, откуда непрерывно отводится дренажными насосами. В нижней части корпуса имеются патрубки для приема конденсата из ПНД2 и для аварийного слива конденсата.

Подогреватель имеет следующие первичные приборы и арматуру: 1) водоизмерительный прибор для наблюдения за уровнем конденсата в корпусе подогревателя, 2) термометры для замера температуры воды при входе и выходе из подогревателя и температуры греющего пара; 3) манометр на входе пара в подогреватель; 4) регулирующий клапан с электронной системой регулирования уровня дренажа.

Вторая, третья и четвертая ступени регенеративного подогрева воды осуществляются тремя последовательно включенными по воде подогревателями ПНД2—ПНД4. Трубная система этих подогревателей такая же, как и у ПНД1. Отличаются они конструкцией корпуса и наличием одного патрубка для подачи свежего пара в подогреватель. Для защиты от ударного действия пара участок трубного пучка, обращенный к выходному патрубку, закрыт щитом.

Уровень конденсата ПНД2—ПНД4 также поддерживается регулирующим клапаном с электронной системой и контролируется водомерным стеклом. Параметры воды и пара контролируются соответствующими приборами, которые устанавливаются при монтаже.

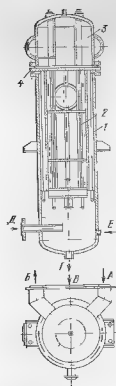


Рис. 6-10. Подогреватель низкого давления

1 — корпус подогревателя; 2 — трубная система; 3 — водичная камера; 4 — трубная доска; А, Б — вход и выход основного конденсата; В — вход пара; Г — выход конденсата; Д — дренаж подвода конденсата; Е — дренаж из паропровода.

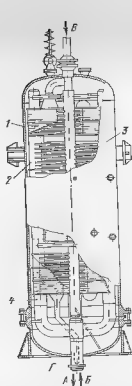


Рис. 6-11. Подогреватель высокого давления

1 — корпус подогревателя; 2 — трубная система; 3 — спиральные змеевики; 4 — коллекторные трубки; А, Б — выход и вход питательной воды; В — вход пара; Г — выход конденсата греющего пара

Дренажная система ПНД двухкаскадная. Дренаж из конденсатоиспарителя (КИ) поступает в ПНД4, откуда насосом подается в трубопровод основного конденсата. После ПНД4 предусмотрен резервный отвод дренажа в ПНД3.

Дренаж ПНД3 и ПНД2 каскадно направлен в ПНД1, откуда насосом подается в линию основного конденсата. Предусмотрен также аварийный отвод конденсата из ПНД1 через сифон в конденсатор турбины.

На рис. 6-10 представлена конструкция одного из подогревателей низкого давления ПН 250-16 7 Ш.

Подогреватели высокого давления (ПВД6, ПВД8) вертикальные, двухходовые по воде, со стальными горизонтальными спиральными трубками и нижним расположением фланцевого разъема корпуса. Трубная система подогревателей однокамерная, а корпуса по условиям работы имеют некоторые отличия.

Каждый подогреватель состоит из собственно подогревателя, охладителя дренажа и охладителя пара.

Подогреватель имеет поверхность нагрева 425 м^2 (по наружному диаметру трубок). В каждом ходе расположено 32 ряда спиральнообразных змеевиков, приваренных к коллекторам. Десять рядов змеевиков первого хода занимает охладитель дренажа. Для направления потока конденсата в охладителе дренажа устроены перегородки.

Греющий пар из отбора турбины поступает через патрубков, расположенный в верхней части подогревателя, и омывает трубки снаружи. Несколько верхних рядов спиралей служат парохладителем.

Фланец корпуса находится внизу подогревателя в зоне насыщенного пара, что улучшает условия работы фланцевого соединения. Вход и выход питательной воды расположены в нижней части подогревателя.

Дренаж из подогревателя ПВД8 поступает в подогреватель ПВД7, затем в ПВД6, а из ПВД6 — в деаэратор.

При понижении нагрузки турбины давление в отборах падает, тогда дренаж подогревателя ПВД6 в силу его малой высоты направляется в ПНД4, а дренаж подогревателей ПВД7 и ПВД8 поступает, минуя ПВД6, прямо в деаэратор. Для приема дренажа из следующего по ходу воды подогревателя в нижней части корпуса ПВД7 и ПВД8 имеются приемные патрубки. В верхней части корпусов всех подогревателей имеются патрубки, соединенные с линией отсоса воздуха, причем воздух поступает каскадом из ПВД8 в ПВД7, далее в ПВД6, а затем в ПНД4 через дростельные пайбы, установленные перед каждым подогревателем. В случае выхода из строя одного из подогревателей воздух может идти по обводной линии непосредственно в конденсатор.

В комплект каждого подогревателя входит регулирующий клапан. Все три подогревателя имеют одну общую защиту, состоящую из автоматического байпасирующего устройства, импульсного автоматического клапана, получаемого импульс от специального клапана с электромагнитом, связанного с работой регулирующего клапана и вставки. Защитное устройство предназначено для предотвращения попадания в проточную часть турбины воды в случае переполнения корпуса подогревателя. Прямой и перепускной клапаны выполнены в одном корпусе и подсоединены по ходу питательной воды перед ПВД6, обратный клапан выполнен в отдельном корпусе и подсоединен после ПД8. При переполнении одного из подогревателей конденсатом вступает в действие импульсное устройство, воздействующее на сервомотор защитного устройства.

Импульсное устройство состоит из автоматического клапана, связанного трубопроводами с сервомотором защитного устройства подогревателей, и приводится в действие электромагнитом. Электромагнит, воздействуя на рычаги, открывает автоматический клапан,

чем достигается перемещение клапанов защитного устройства, выключающего все подогреватели по воде и обеспечивающего проход воды по обводной линии, мимо всех подогревателей. Затем к присоединительным фланцам трубпровода, вышедшего из строя подогревателя, подсоединяют вставку, дающую возможность питательной воде проходить через работающие подогреватели минуя отклю-

ченный. Параметры воды и пара контролируются соответствующими приборами, которые поставляются в комплекте с подогревателями и устанавливаются на аппаратах при монтаже.

Подогреватели поставляются на место монтажа в собранном виде.

Общий вид ПВД представлен на рис. 6.11.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

7.1. Общие положения

К системе парораспределения относятся совокупность стопорных и регулирующих клапанов свежего пара и промпрегрева, а также распределительные устройства и элементы, передающие движение от сервоприводов к клапанам.

По своим функциональным задачам элементы системы парораспределения делятся на две группы. К первой группе относятся автоматические стопорные клапаны на подводе свежего пара в турбину и после промпрегрева, которые должны обеспечить мгновенное прекращение подачи пара в турбину по импульсам системы защиты собственно турбины либо по импульсам общециркуляционных защит. Автоматическое (под воздействием защиты) или произведенное машинистом вручную быстрое закрытие стопорных клапанов может оказаться необходимым для предотвращения аварийных ситуаций.

Особую важность приобретает надежная работа стопорных клапанов для турбин большой мощности при относительно легких валопроводах.

Одновременно с закрытием стопорных клапанов на подводе пара в турбину необходимо предотвратить поступление пара в турбину из отборов, связывающих ее с подогревателями системы регенерации, испарителями, деаэраторами и другими подобными устройствами. Следует учесть, что содержащиеся в паропроводах отборов значительные объемы пара, создавая обратные потоки в турбину, могут привести к недопустимому повышению частоты вращения ротора.

Ко второй группе устройств парораспределения относится система регулирующих клапанов турбины со своим приводом, с помощью которой осуществляется изменение расхода пара, подаваемого в турбину, в соответствии с изменением электрической нагрузки генератора.

Последовательность вступления в работу, относительное перемещение и величина открития регулирующих клапанов вытекают из условий создания линейной (или близкой к

линейной) характеристики парораспределения, определяющей расход пара через турбину в зависимости от перемещения привода регулирующих клапанов (поршня сервомотора или углового перемещения кулачкового вала) [5].

Форма расходной характеристики системы парораспределения турбины в значительной мере влияет на форму статической характеристики системы регулирования. Основы для расчета расходных характеристик регулирующих клапанов служат обычно экспериментальные данные, полученные посредством продувки воздухом моделей различных типов клапанов. При продувках согласно теории моделирования выдерживается геометрическое подобие модели и натурного клапана, а также равенство чисел Рейнольдса и Маха. На основании опытных данных строятся зависимости, по которым определяются коэффициенты расхода пара через клапан для различных величин его относительного открытия.

Зависимость расхода пара через каждый отдельно взятый клапан от степени его открытия нелинейна, если не предусмотреть специальные конструктивные меры. Кроме того, расход пара через полностью открытый клапан при открытии последующих падает вследствие повышения давления за регулирующей ступенью. Поэтому для обеспечения линейности суммарной расходной характеристики предусматриваются смещение начала открытия клапанов и нелинейное перемещение регулирующих клапанов относительно движения их приводов (гл. 8).

Турбины с промежуточным перегревом пара имеют длинные трубопроводы, соединяющие проточную часть с перегревателем котла, в которых заключено большое количество пара высокой энергии. Предупредить недопустимый разгон турбины при сбросе нагрузки без быстрого прекращения подачи пара из трубопроводов промпрегрева в часть среднего и низкого давления не представляется возможным.

В связи с этим особенностью турбин с промежуточным перегревом пара, оказывающим значительное влияние на их систему регулирования, является наличие двух систем парораспределения: свежего пара (в части высокого давления) и промперегрева (в части среднего давления).

Важной характеристикой системы парораспределения этих турбин является последовательность открытия клапанов ЧВД и промперегрева, определяемая условиями работы блока «котел — турбина».

Система регулирования рассматриваемой турбины проследившаяся в двух вариантах: последовательный и параллельный с открытием клапанов промперегрева и клапанов ЧВД. Однако уже первый период эксплуатации показал, что более рациональным вариантом системы регулирования турбин с промежуточным перегревом пара является система с раздельными линиями управления парораспределением высокого давления и промперегрева, что позволяет производить параллельное переключение клапанов и параметры пара существенно отличаются.

Мощность турбины и параметры пара существенно зависят от конструкции паропроводных узлов и в первую очередь органов парораспределения, предопределяя, конечно, размеры клапанов, применяемые материалы и конструктивные решения отдельных узлов.

Органы парораспределения работают в сложных условиях, максимальные значения рабочих температур и большие перепады давления. Длительная работа при высоких температурах в напряженном состоянии снижает механические свойства металлов. Поэтому при проектировании клапанов особое внимание уделяется выбору достаточных запасов прочности. Задача здесь осложняется тем, что выбор чрезмерно больших толщин стенок может привести к повышению значительной разности температур на внешней и внутренней поверхностях и появлению вредных термических напряжений в переходных режимах.

Обеспечение устойчивой работы клапанов в первом потоке является важным условием надежной работы системы парораспределения. Сложные аэродинамические явления, возникающие при протекании пара через клапаны, могут явиться причиной неустойчивости потока, что приводит к изменению коэффициентов расхода клапана, возникновению пульсаций давления в потоке пара, образованию пульсирующей зоны повышенного давления за клапаном. Уменьшение пульсации достигается подбором формы основного и разгрузочного клапанов, седла и диффузора.

Увеличение единичной мощности турбоагрегата сопровождается, как правило, увеличением диаметров клапанов либо их количества. Увеличение диаметров клапанов, особенно в условиях повышенных параметров пара, ведет к весьма значительному увеличению усилий, которые воспринимаются штоками клапанов и их приводами. Путем применения разгрузочных клапанов, выбора моментов вступления клапанов в работу могут быть достигнуты необходимые снижение усилий на клапанах и плавность их изменения по мере увеличения расхода. Вместе с тем клапан не

должен иметь слишком малых, тем более отрицательных усилий способствующих его устойчивой работе.

При конструктивных и рных регулирующих клапанов уменьшение усилий в момент их открытия достигается за счет:

- 1) установления максимальной допустимой скорости пара путем уменьшения диаметра седла и клапана;
- 2) увеличения числа клапанов;
- 3) применения разгрузочных клапанов;
- 4) применения парового нагружения.

В связи с переходом на повышенные параметры пара особое внимание уделяется обеспечению плотности клапанов ЧВД и промперегрева.

Необходимая плотность органов парораспределения при их закрытии осуществляется подбором профиля седла и клапана из условия, чтобы контакт между ними по посадочному месту обеспечивался при любых возможных положениях клапана на седле, подбором материалов и термозащитных деталей, а также выбором усилий, прижимающих клапан к седлу.

Несмотря на все меры, плотность регулирующих клапанов в процессе эксплуатации нарушается в связи с оседанием оседал в зоне посадочных поверхностей и эрозией поверхностей седла и клапана. Плотность регулирующих клапанов турбин считается удовлетворительной, если при полном их закрытии частота вращения турбины поддерживается не выше допустимых значений. Из условий максимальной экономичности турбины не допускают больших потерь давления в органах парораспределения. Потери давления на органах парораспределения в ЧВД и промперегрева обычно составляют 5% номинального и распределяются примерно поровну между системами вторичных и регулируемых клапанов.

7.2. Общая схема парораспределения

В практике отечественного турбостроения наибольшее распространение получили системы парораспределения количественного (соплового) типа. Этот тип парораспределения по сравнению с дроссельным обеспечивает повышенную экономичность на режимах, отличающихся от номинальных. При сопловом парораспределении происходит последовательное открытие клапанов, и даже при частичных режимах пар проходит через полностью или значительно открытые (одни или несколько) дроссельные парораспределения имеет обычно два или несколько параллельных открывающихся клапанов.

Минимальная потеря энергии имеет место при полностью открытых клапанах [14].

Система парораспределения турбины ЧВД состоит из одного стогорного (со своим приводом) и четырех регулирующих клапанов, управляемых одним главным сервомотором с помощью распределительного механизма.

Первый и второй регулирующие клапаны расположены по обе стороны нижней полови-

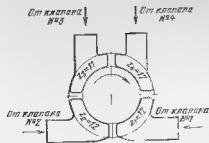


Рис 7-1 Схема сопловой коробки турбины (вид со стороны паровпуска)
Э — чело сопла

ны цилиндра, третий и четвертый — на верхней половине. Номинальная мощность обеспечивается открытием трех регулирующих клапанов при расчетных параметрах пара и расчетном вакууме в конденсаторе. Четвертый регулирующий клапан вводится в работу при перегреве турбины либо для обеспечения номинальной мощности блока при отклонениях параметров пара или вакуума от расчетных. В соответствии с характеристикой парораспределения первый и второй клапаны открываются параллельно, третий и четвертый — последовательно.

Рассматриваемая турбина выполнена с сопловым парораспределением. Пропуск пара в турбину осуществляется через четыре группы сопел, объединенных в отдельные сегменты конструкции паровой коробки. Каждый регулирующий клапан соединен со своим сегментом сопел, тем самым обеспечивается парциальность подвода пара к соплам регулирующей ступени при частичных нагрузках турбоагрегата. На рис 7-1 показан схематический вид на сопловую коробку турбины со стороны паровпуска.

Система парораспределения ЧСД состоит из двух блоков клапанов перегрева, установленных по обе стороны цилиндра в части среднего давления на специальных рамах.

7-3. Стопорный клапан ЧВД

Конструкция стопорного клапана ЧВД представлена на рис. 7-2. Корпус клапана 2 изготовлен из легированной стали в виде толстостенного сосуда с кольцевой перегородкой, отлитой заодно с корпусом. Кольцевая перегородка, центральное отверстие которой запирается седлом 3 и клапаном 4, разделяет внутреннюю полость корпуса на две камеры. Свежий пар по двум паропроводам диаметром 250 мм подводится в верхнюю пароприемную камеру корпуса и через паровое сито 5 направляется к клапану. Стопорный клапан турбины выполнен односедельным. Диаметр

седла равен 350 мм по посадочной поверхности. Рабочий ход клапана составляет 100 мм. При верхнем положении стопорного клапана (открыт) пар проходит в нижнюю камеру корпуса, которая является парораспределительной. Из нее к четырем паропроводам диаметром 175 мм пар от стопорного клапана подводится к четырем регулирующим клапанам.

Усилие, воспринимаемое клапаном в момент отрыва его от седла, составляет 1225 кН при номинальных параметрах пара. Принято, что в системе регулирования давления масла 1,57 МПа недостаточны для преодоления такого отрывного усилия без специальных мер по разгрузке стопорного клапана. Для уменьшения отрывного усилия стопорного клапана применяется паровая разгрузка, суть которой заключается в следующем.

Шток стопорного клапана выполнен заодно с разгрузочным клапаном с посадочным диаметром 70 и ходом 5-7 мм. Подъем разгрузочного клапана не требует больших усилий. Через сверления в детали 6 и кольцевую щель пар при подъеме разгрузочного клапана поступает в перепускные трубопроводы между стопорными и регулирующими клапанами. При закрытых регулирующих клапанах и достаточной их плотности в парораспределительной камере постепенно повышается давление до такого значения, при котором перепад давлений на основном клапане не превышает 2,0-2,5 МПа, и сервомотор стопорного клапана получает возможность его открыть. Ввиду очень небольшого пропуска пара через разгрузочный клапан при открытых регулирующих клапанах открыть стопорный клапан (при открытых паровых задвижках

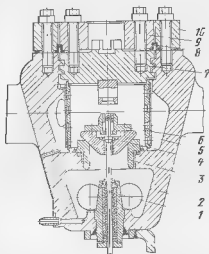


Рис 7-2 Стопорный клапан части среднего давления
1 шток, 2 корпус, 3 седло, 4 клапан, 5 сито, 6 фланец клапана, 7 крышка, 8 прокладка, 9 внутреннее кольцо, 10 наружное кольцо

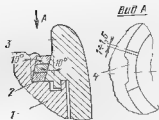


Рис. 7.3 Крепление седла стопорного клапана.

1 — корпус; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — седло; 4 — замок

либо их байпасах) невозможно. Таким образом, разгрузочные клапаны позволяют создать паровую блокировку стопорного клапана с регулирующими клапанами, которая требует поддержания плотности регулирующих клапанов в процессе эксплуатации, что весьма важно с точки зрения безопасности работы турбины.

Следует отметить, что проходная площадь разгрузочного клапана недостаточна для пропуска пара в количестве, необходимом для поддержания холостого хода турбины.

Стопорный клапан турбины выполнен с толкающим штоком. Такая конструкция позволяет создать постоянное усилие, действующее на закрытие клапана. Это существенно повышает надежность работы этого важнейшего органа защиты и позволяет уменьшить напряжение в пружинах servомотора стопорного клапана. Такое конструктивное решение определено и компоновку этого узла, где клапан и его привод расположены по обе стороны от забираемой поверхности седла.

Специально спроектированное седло с укороченным диффузором центрируется в проточке на кольцевой перегородке. Седло жестко крепится к корпусу уплотнительными кольцами 2 (рис. 7.3). Внутренняя поверхность расточки в корпусе и наружная поверхность седла выполнены с конусом 10°. Разрезные кольца из аустенитной стали 1X18H9T заводятся через минимальное сечение образовавшегося зазора между седлом и корпусом и замками расклиниваются в зазоре так, чтобы обеспечить прилегание колец в осевом направлении друг к другу и к нижнему торцу расточки в корпусе. Так как металл колец имеет больший коэффициент линейного расширения, чем металла корпуса, предусмотрены зазоры между разрезными кольцами и их замками в пределах 1—1,5 мм для возможности расширения колец. После установки и раскрепления на кольца начеканивается металл корпуса для их стопорения.

На рис. 7.3 показана конструкция посадки стопорного клапана в корпус. Особенность данной конструкции заключается в том, что центровка седла произведена по внутренней поверхности специального кольцевого выступа на седле. Остальные поверхности

седла устанавливаются относительно корпуса с зазором. Поскольку менее массивное седло програвается значительно быстрее корпуса клапана, то такая конструкция позволяет обеспечить свободное расширение седла относительно корпуса в процессе прогрева и пуска турбоагрегата, не создавая дополнительных термических напряжений в элементах клапана.

Особенностью конструкции пароприемной камеры стопорного клапана является применение бесфланцевого соединения (рис. 7.2). Прочность соединения корпуса и крышки, воспринимающей давление пара во внутренней полости, достигается применением упорной рейбы специального профиля с равномерным распределением усилия по всем виткам резьбы. Последнее обеспечивается шаровой гайкой и контактом на площади не менее 75% упорной поверхности между крышкой 7 и корпусом 2.

Плотность соединения крышки и корпуса обеспечивается применением прокладки компенсатора 8, прижимаемого наружным и внутренним фланцами 9, 10, закрепленными на крышке и корпусе. Такое решение позволило в значительной мере сократить размеры отливки корпуса клапана, создать компактную и надежную конструкцию уплотнения.

Большая серия турбин выпущена заводом с измененной конструкцией бесфланцевого соединения крышки с корпусом, в котором уплотнение достигается с помощью треугольной прокладки 1 из стали 1X18H9T (рис. 7.4). Прокладка лежит на конической поверхности корпуса (угол раскрытия 3°), западая на 3—5 мм от технологической канавки резьбы. После установки упорной гайки 2 и перемещения крышки вверх с помощью натяжной шпильки 3 прокладка 1, упираясь в гайку, приходит в предельно напряженное состояние. Но плотность соединения обеспечивается только под воздействием парового усилия на крышку клапана, которое при номинальных параметрах пара достигает 4224 кН и воспринимается треугольной прокладкой. При температуре 365°C напряжения, возникающие в прокладке, превышают пределы текучести, происходит пластическая деформация прокладки, в результате которой достигается плотность соединения. Совершенно очевидно, что уплотняемые поверхности корпуса и крышки должны быть тщательно очищены от окалины и не иметь забоин или других повреждений. Для предупреждения по-

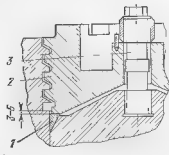


Рис. 7.4 Конструкция бесфланцевого соединения.

падения под клапан и в проточную часть турбины твердых частиц из паропроводов свежего пара в пароприемной камере клапана устанавливается защитное паровое сито 5 (см. рис. 7-2). Сито выполнено в виде толстого цилиндрического каркаса с отверстиями диаметром 50 мм, расположенными в шахматном порядке, и приваренной к нему тонкой сетки с отверстиями диаметром 4 мм. Для увеличения надежности работы сито имеет несверленные участки, которые следует устанавливать против подводящих патрубков в пароприемной камере. Центровка сита осуществляется на специальных заточках в корпусе и на крышке стопорного клапана. При сборке необходимо обеспечить зазор не менее 3 мм между ситом и крышкой в осевом направлении для свободного теплового расширения сита при прогреве стопорного клапана. Отсутствие такого зазора неизбежно вызовет коробление, а возможно, и разрушение сита.

Шток стопорного клапана установлен с зазором 0,3–0,4 мм и направляется набором уплотнительных втулок. Во втулках выполнены кольцевые канавки, образующие лабиринтовое уплотнение, где происходит многократное последовательное расширение пара, прошедшего через зазор между штоком и втулками (см. рис. 7-2). При этом теряется значительная доля энергии пара и тем самым снижаются протечки. Лабиринтовое уплотнение штока стопорного клапана имеет два отсоса, отводящих пар в деаэрактор и в коллектор уплотнений турбины. Расчетные утечки свежего пара через лабиринтовое уплотнение штока стопорного клапана составляют 662 кг/ч.

Стопорный клапан в процессе эксплуатации турбины имеет только два положения: «открыт» и «закрыт». Поэтому появилась возможность создать конструкцию с запирающим устройством, отсекающим утечки пара через уплотнения штока в положении клапана на «открыт». Эта модернизация позволила повысить экономичность турбостановки и надежность работы клапана, так как при отсутствии протечек пара уменьшается вероятность заноса затора между штоком и втулками солями, окалиной и тому подобными выносами из тракта котла и паропроводов. Реконструированное уплотнение с запирающим устройством показано на рис. 7-5.

Шток стопорного клапана 7 и шток сервомотора 1 соединяются с помощью полумуфты и кольцевых штифтов плотным фланцевым соединением. Втулка упирается верхним торцом в торец уплотнительной втулки 5. Ширина и форма уплотнительных поверхностей выбрана из условия, при котором усилие, развиваемое сервомотором, было бы достаточ-

ным для создания удельного давления на затворные поверхности, удовлетворяющие условиям плотности при габаритах свежего пара турбины. При перемещении сервомотора шток клапана и связанные с ним детали перемещаются вверх до тех пор, пока фланец не достигнет упора своим верхним торцом затворной поверхности втулки 5, а втулка 5 не прижмется к торцу уплотнительной втулки 6. Запирающая поверхность уплотнительной втулки должна быть гладкой, без забоин и вмятин. Для увеличения удельного давления на прилегающих поверхностях торца фланца выполнен с кольцевыми зубцами. При положении стопорного клапана «открыт» герметически перекрываются проходные сечения, через которые происходит утечка пара. Прокладки 4 и сальник 3 исключают подсос воздуха эжектором уплотнений. Испытания модернизированного клапана показали, что утечка по штоку стопорного клапана составляет 2,42 кг/ч. Конструкция выглядит несколько сложной, так как модернизация клапана выполнялась в условиях станций, с минимальными переделками уже существующей конструкции. Для удаления конденсата, который может скопиться в паропредельной камере во время стоянки и прогрева клапана турбины, предусмотрено дренажное отверстие малого диаметра.

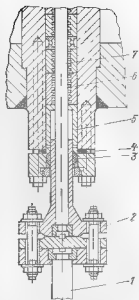


Рис. 7-5. Конструкция запирающего устройства стопорного клапана

1 — шток, 2 — муфта, 3 — уплотняющая набивка, 4 — прокладка, 5 — верхняя втулка, 6 — уплотнительная втулка, 7 — верхний шток.

При ремонте и ревизии стопорного клапана необходимо обращать внимание на состояние уплотнительных поверхностей седла и клапана, на которых не должно быть лабины, следов эрозии и других повреждений, нарушающих плотность клапанов. Одновременно необходимо убедиться в том, что не нарушилось состояние седла, кольца и замки находятся в соответствии с расходом, а в местах placement торца на кольца нет трещин, сколов металла и других повреждений.

Следует осмотреть и очистить паровое сито, если отверстия окажутся забитыми твердыми частями, вынесенными из парового тракта котла. Так как продолжение прохода сита рассчитывается на определенный перепад давлений, «исчезновение» части отверстий не ведет к увеличению перепада давлений на сите. Это приведет к росту потерь давления и ухудшению экономичности турбостанции.

Стопорный клапан по условиям своей работы для длительного времени находится в положении «открыт». Для предотвращения опасных заеданий стопорный клапан в процессе эксплуатации подвергается периодическому «разбалкиванию» на часть своего хода. Но при ремонте и ревизии стопорного клапана необходимо убедиться, что зазор между штоком клапана и его втулками сохраняется проектным. Одним из возможных приемов контроля диаметра втулок является использование шаблона длиной не менее 34 суммарной длины уплотнительных и паровых длинных втулок с диаметром на 0,05 мм меньше паспортного размера диаметров втулок при монтаже. Шток стопорного клапана необходимо проворачивать при прокаливаемости путем определения бегов в средней части штока, вращая его на привазах или в центрах на станке. Допустимое значение боя — 0,06 мм. При записи боя, превышающем указанное, следует произвести замену штока или его правку с соблюдением последующей термической обработки для снятия внутренних напряжений. Кроме того, в некоторых местах на длине штока измеряется его диаметр, и, если диаметр боковые паспортного штока необходимо прокалифовать и довести его диаметр до паспортного размера.

При ремонте необходимо обратить внимание на положение треугольного уплотнительного кольца относительно кольцевой гравировки упорной резьбы. При его западании более чем на 6 мм уменьшается тепловое воздействие, предусмотренный для расширения стенок а также может уменьшиться ход стопорного клапана.

7-4. Регулирующие клапаны

Подвод пара от стопорного клапана к турбине осуществляется через четыре регулирующих клапана. Регулирующие клапаны паровой турбины, кроме основного своего назначения обеспечения поступления пара в турбину по определенному закону, выполняют и защитные функции — прекращают доступ пара в турбину в аварийных ситуациях. Поэтому регулирующие клапаны должны быть герметичными, а их конструкция должна быть такой, чтобы клапаны не были чувствительными к несостности и температурным деформациям, возникающим при эксплуатации.

Каждый регулирующий клапан расположен в отдельном корпусе с помощью фланцевого соединения крепится к внешнему цилиндру. Система шпонок позволяет осуществлять направленные расширение корпусов регулирующих клапанов относительно внешнего ЦВД в процессе прогрева и пуска турбины.

Пар к каждому регулируемому клапану подводится через два патрубка диаметром 125 мм (рис. 7 б). Отвод пара производится через удлиненную часть корпуса, входящую в соответствующие расточки внутреннего цилиндра и уплотняющуюся набором разрезных пружинных колец 2. Такое соединение при достаточной плотности конструкции допускает свободное расширение корпуса клапана при прогреве относительно более массивного цилиндра турбины.

В корпусах регулирующих клапанов, так же как и в стопорном клапане, принято бесфланцевое соединение

крышки 9 и корпуса 1, что позволяет создать очень компактную, удобную с точки зрения сборки и мало-металлоемкую конструкцию клапанов. Такая конструкция улучшает условия прогрева корпусов уменьшает термические напряжения из-за неравномерного и более медленного прогрева фланцев. Подробное описание конструкции бесфланцевого соединения и его уплотнения дано в § 7.3.

В нижней части паровпускной камеры корпуса регулирующего клапана установлено седло 3. Специально спрофилированный внутренний контур седла с малым углом раскрытия диффузора обеспечивает устойчивое обтекание его потоком пара. Седло установлено в корпусе с пятаком, состоящим из 0,08, 0,12 мм, и удерживается на опорном бурте с помощью уплотнительных колец 4. Крепление седла регулирующих клапанов отличается от стопорного клапана способом центровки седла в корпусе. Седло регулирующего клапана центрируется на наружном диаметре, а не по внутреннему диаметру специальной расточки (§ 7.3).

Корпус регулирующего клапана 1 имеет стегну тельно тонкие стенки, и существенной разницы температур между седлом и стенкой клапана не предвидится, а следовательно, не могут возникнуть значительные дополнительные напряжения в стенках корпуса клапана при тепловых расширениях седла в случае его более быстрого прогрева.

Регулирующие клапаны турбины (рис. 7 б) выполнены одностебельными с характерными клапанами. Клапаны такой формы обладают хорошей плотностью и обтекаемостью.

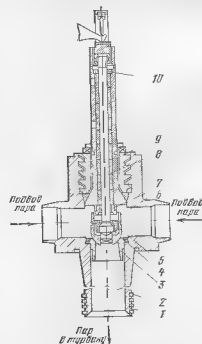


Рис. 7 б Клапан регулирующей

1 — корпус, 2 — кольца уплотнительные, 3 — седло, 4 — кольца уплотнительные, 5 — клапан, 6 — разгрузочный цилиндр, 7 — втулка, 8 — гайка, 9 — крышка клапана; 10 — гайка уплотнительная.

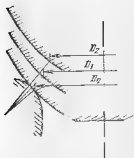


Рис. 77 Схема изменения диаметров по мере подъема клапана.

регулирования. Поэтому возникла необходимость создания таких конструкций клапанов, которые требовали бы относительно небольших перестановочных усилий.

Рассмотрим усилия, действующие на клапан при его открытии. При полном закрытии клапан находится под воздействием полного давления пара 12,7 МПа до клапана и разрежения за клапаном, что создает паровую несбалансированность 143,5–231,5 кН. По мере подъема клапана площадь прохода пара через клапан определяют как коническую поверхность между седлом и клапаном с минимальной образующей. Коническая поверхность «отсекает» на клапане площадь, уменьшающуюся с увеличением открытия клапана (рис. 77). В расчете паровых усилий принимают также допущение на наружную часть клапана, очерченную конусом, действует давление свежего пара, на внутреннюю часть — давление, установившееся за клапаном.

Площадь клапана, находящаяся под воздействием давления за клапаном, определяется как площадь круга радиусом, равным перпендикуляру из точки пересечения образующей конуса на ось клапана. Площадь клапана, находящаяся под воздействием давления свежего пара, определяется как разность площади круга, подсчитанной выше, и площади штока.

$$Q = p_0(F_1 - f_{шт}) - p_2 F_2, \quad (7-1)$$

где p_0 — давление свежего пара; p_2 — давление за клапаном; F_1 — площадь штока; F_2 — площадь, очерченная конусом и зависящая от подъема клапана.

Таким методом ориентировочно подсчитывают паровые усилия на клапан для конструкций, не испытанных посредством продувки в аэродинамической лаборатории и не имеющих опытных характеристик паровых усилий на клапан по мере его подъема.

По мере подъема клапана растет давление за ним при неизменном давлении перед

клапаном и уменьшается площадь F_2 , по которой ведется подсчет усилий. Таким образом, с увеличением хода клапана положительное (направленное на закрытие) усилие уменьшается и становится отрицательным.

Валейшим условием устойчивой работы регулятора является его аэродинамическая характеристика. Однако не все аэродинамические явления, происходящие в клапане полностью изучены. До сих пор не всегда удается за счет изменения профилей клапанов и селла устранить пульсацию потока пара при прохождении его через клапан. Поэтому работа клапана на фоне малых и переменных усилий крайне нежелательна, так как она отличается неустойчивостью, самопроизвольным перемещением чаши клапана на величину разгрузки и сопровождается стуком. Вибрация клапана в паровом потоке может достигнуть большой силы и частоты.

Использование принципа парового нагружения регулирующих клапанов позволило создать положительное усилие на клапанах независимо от их перемещения и уменьшить отрывные усилия при их открытии.

Шток 8 (рис. 76) диаметром 35 мм выполнен заодно с разгрузочным клапаном, диаметр которого в месте посадки составляет 35 мм при ходе 5 мм. Регулирующий клапан состоит из двух частей, жестко соединенных между собой. собственно чаши клапана 5 и разгрузочного цилиндра 6 с внутренними клапанами. Для предотвращения самостинчивания чаши клапана дополнительно зачеканывается в нескольких местах по окружности. В разгрузочном цилиндре образуется камера, в которую подводится пар через зазор между неподвижной втулкой 7, жестко закрепленной на крышке клапана 4, и внутренней поверхностью разгрузочного цилиндра. В нижней части имеется отверстие, которое при закрытом клапане запирается разгрузочным клапаном, вытолкнутым заодно со штоком. Разгрузочный клапан имеет небольшой ход, ограничиваемый упором в поверхность разгрузочного цилиндра. При закрытом разгрузочном клапане давление в камере цилиндра парового нагружения равно давлению острого пара, но поскольку диаметр разгрузочного клапана значительно меньше основного клапана, его открытие не требует больших усилий. После открытия разгрузочного клапана давление в камере разгрузочного цилиндра значительно уменьшается, так как подвод пара ограничен зазором между втулкой и цилиндром. Перепад давления, который необходим для преодоления теперь для открытия основного клапана, становится таким, что сравнительно небольшая мощность servомотора обеспечивает надежное управление регулирующими клапанами. Малая величина отрывного усилия является одним из достоинств клапанов этого типа.

Внутренняя поверхность разгрузочного цилиндра сфродилана таким образом, что на шире переход соединения клапана меняется зазор между неподвижной втулкой 7 (рис 76) и разгрузочным цилиндром 6. При этом увеличивается расход пара, поступающего в разгрузочную камеру, и при всех положениях клапана на нем имеется ложоотверстный перепад, прижимающий чашу клапана к силовой поверхности на штоке. Оный эксплуатационный турбинный клапан, что регулирующие клапаны при не строго симметричном подходе пара, что приводит к возникновению искрового потока и в зоне вала, имеют тенденцию к вращению. Для предупреждения вращения клапанов в паровом шток и направляющих их перемещение разгрузочный цилиндр и чаша клапана имеют абсолютные выточки, которые с зазором 0,5—1 мм на обе стороны входят в специальные выступы пающих части крышки клапана. Шток, выходящий за одно с разгрузочным клапаном с зазором 0,3—0,37 мм на диаметр, направляется набором втулок, в которых выполнен лабиринтное уплотнение для уменьшения протечек пара вдоль штоков. Лабиринтное уплотнение имеет два последовательных отсоса в деаэратор и в эжектор. Направляющие втулки набираются в расточку крышки с зазором 0,02—0,07 мм на диаметр и удерживаются снизу с помощью втулки 7 на резьбе, соединенной с крышкой и застопоренной чашкой. Верхняя чашка имеет алмаз 10 также завернута в крышку клапана и застопорена винтом М10. Для расширения уплотнительных втулок в осевом направлении перед шток втулок зазор 1,5 мм, так как втулки прогреваются быстрее, чем более массивная крышка клапана.

Большое значение для обеспечения надежной работы клапана без засадин имеет конструкция соединения штока клапана и деталей распределительного устройства.

Соединительное устройство должно позволять центровку штока в направляющих втулках, компенсировать радиальную расцентровку штока клапана и деталей, соединенных с распределительным устройством, а также допускать небольшие угловые перекосы [51].

Конструкция такого соединения показана на рис 78. Верхний конец штока 1 с помощью резьбы жестко соединен со сферическим шарниром 3. Для предотвращения самоотвращения шарнира в процессе эксплуатации в специальные пазы на шарнире и клапане устанавливается крестообразная шпонка 4. Шаровые опоры шарнира 2 установлены в стакане 5 с помощью серги 6, завинченной в стакан, зажимаются так, чтобы шток вращался в шаровой опоре свободно, но без люфта. Для компенсации радиальной расцентровки опоры шарнира устанавливаются в стакане с радиальным зазором, и их

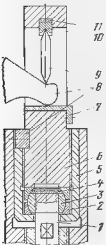


Рис. 7-8 Соединение штока клапана и деталей распределительного устройства

1 — шток; 2 — опора шарнира; 3 — шарнир; 4 — шпонка; 5 — стакан; 6 — серга; 7 — втулка; 8 — втулка; 9 — втулка; 10 — гнездо; II — направляющая

положение при сборке клапана определяется положением штока, направляемого втулками. В процессе эксплуатации из-за больших усилий, действующих на шток, и больших сил трения на опорных поверхностях трудно рассчитывать на компенсацию радиальных расцентровок с помощью перемещения опор шарнира, но при сборке клапана на холодной машине все технические отклонения компенсуются достаточно надежно.

Угловые же перекосы, возникающие при тепловых расширениях, компенсируются достаточно хорошо в пределах зазора по втулкам. Для стопорения серги относительно стакана устанавливается шпонка 8. В верхней части серги крепится гнездо 10 для ножа 9, второй конец которого опирается на рычаг распределителя. Для регулировки зазора между рычагом распределителя и сергой используется угловая планка 7, закрепленная на серге.

При ремонте и ревизии регулирующих клапанов необходимо обратить внимание на состояние уплотнительных поверхностей седел и клапанов — как основных, так и разгрузочных. На уплотнительных поверхностях не должно быть зазоров, следов эрозии и других дефектов, нарушающих плотность клапанов. Регулирующие клапаны должны обладать максимально достижимой плотностью, что обеспечивается тщательным подгонкой контактов по юбке и теплодеформации небольшой ширины и выбором увеличенных давлений клапана на седло. Величина прижимающего усилия ограничивается мощностью сервомотора регулирующих клапанов.

Однако с течением времени клапаны могут стать неплотными. Это особенно характерно для регулирующих клапанов, длительное время работающих при малых открытиях, так как поток пара в них имеет критические скорости и значительные тепловые поверхности седел и клапанов становится неадекватными.

Производя при капитальных ремонтах притирку клапанов и добиваясь хорошего контакта между седлом и клапаном, можно существенно улучшить плотность клапанов и тем самым повысить надежность работы турбоагрегата.

Необходимо убедиться, что седла уплотнительных колец и шток находятся в соответствующей расточке и в местах вытекания металла корпуса на них нет трещин и других повреждений.

При ремонте регулирующих и стопорных клапанов необходимо убедиться в правильности посадки штоков, проверить их на притирку или в стакане. Допустимое значение боя 0,06 мм.

Так как для надежной работы клапана необходимо иметь гарантированный зазор между штоком и его направляющими втулками, в процессе ремонта объем штока и втулок с помощью калибра необходимо убедиться, что во время эксплуатации зазор не уменьшится. Если зазор меньше критического, необходимо шлифовать шток, шток клапана и довести зазор до значения, указанного на чертеже.

Следует проверить, что соединения разгрузочного цилиндра и чаша клапана, а также втулок, установленные в крышке клапана, не имеют, в месте скрепления металла нет сколов и других дефектов.

После ревизии и ремонта необходимо тщательно следить за правильностью установки крышки относительно корпуса клапана независимо от состояния уплотнительной прокладки, так как относительное положение крышки клапана и корпуса опреде-

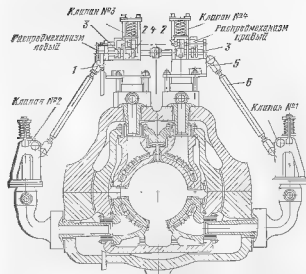


Рис 7-9 Распределительное устройство

1 — кулачок, 2 — ролик, 3 — распределительный вал, 4 — рычаг, 5 — рычаг, 6 — ролик, 7 — ролик, 8 — ролик

ляет рабочий ход клапана и начальное зазор для подачи пара в цилиндр первого парового турбоустройства. При смещении крышки с осевой отклонкой по радиальному направлению происходит изменение расхода пара в регулируемый цилиндр и, как следствие, происходит изменение расхода пара в регулируемый цилиндр.

При осмотре клапана и его крышки необходимо проверить состояние направляющих поверхностей на крышке и клапане. Выработка более 1 мм не допускается.

7-5. Распределительное устройство

Как было отмечено выше, система парораспределения для турбины К-160 130 принята соплового типа, состоит из четырех регулирующих клапанов и распределительного промежуточного устройства (рис. 7-9).

Статическая характеристика системы регулирования определяет зависимость между движением сервомотора и количеством пара, пропускаемого в турбину. Для выполнения заданной характеристики пропуска пара в турбину необходимо обеспечить определенную закономерность перемещения регулирующих клапанов по мере движения главного сервомотора. Эта закономерность определяется при расчете парораспределения и задается специальными профилями кулачков (2, рис. 7-9).

Открытие клапанов осуществляется следующим образом (рис. 7-10). Шток регулиющего клапана с помощью серьги 3 и ножа 4 опирается на соответствующее гнездо в рычаге 6 распределительного устройства. Рычаг имеет сложную угловую форму, и его неподвижная цилиндрическая ось 5 позволяет

ему только вращательное движение в одной плоскости. Системой дистанционных втулок рычаг фиксируется в осевом направлении. В нижней части рычага расположен в своих игольчатых подшипниках ролик 8, который опирается на кулак 9 распределительного вала 7 [39].

Так как серьга клапана нагружена пружиной сжатия 1, начальное усилие которой составляет 9200 Н, клапан плотно прижат к седлу.

На холодной машине необходимо отрегулировать зазоры между рычагами, кулачками и серьгами клапанов за счет подрезок дистанционных прокладок 2 (рис. 7-10).

Наличие указанных зазоров на холодной машине гарантирует при тепловом расширении деталей парораспределения во время прогрева такое же взаимное начальное расположение деталей, как на холодной турбине.

Для того чтобы открыть клапан, необходимо преодолеть паровое усилие, действующее на него, и начальное усилие пружины. Осуществляется это следующим образом. Главный сервомотор поворачивает кулачковый вал 7 распределительного устройства и рабочий профиль кулака отжимает ролик 8, соединенный с рычагом 6, против часовой стрелки (рис. 7-10). Рычаг, поворачиваясь вокруг оси 5, поднимает нож 4 вверх, одновременно перемещая через опорный нож серьгу, жестко связанную со штоком клапана, и открывает клапан.

Величина подъема клапана определяется профилем кулака и углом поворота распределительного вала и, иначе говоря, ходом главного сервомотора. При этом происходит дополнительное сжатие пружины и увеличение ее усилия.

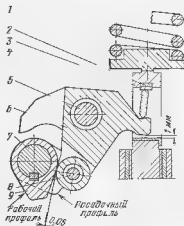


Рис 7-10. Конструкция передачи от кулака к серьге клапана.

1 — пружина, 2 — прокладка, 3 — серьга, 4 — нож, 5 — ось, 6 — рычаг, 7 — распределительный вал, 8 — ролик, 9 — кулак.

Закрывание клапана при повороте кулачкового вала в противоположном направлении происходит благодаря усилию пружины и положительному паровому усилию, создаваемому на клапан в цилиндре парового нагружения (§ 7-4).

Проектированию пружины клапана как одной из ответственных деталей, от работоспособности которой во многом зависит надежность турбины, уделяется большое внимание. И хотя уровень напряжений, допускаемых в пружинах клапанов, относительно невелик, кулаки кроме рабочего профиля, открывающего клапан, имеют еще и посадочный профиль. Посадочный профиль кулака выполнен на случай поломки пружины клапана. В этом случае паровое усилие, значение которого при полном открытии клапана невелико, не может преодолеть силы трения в механизме и существует реальная опасность недозакрывания клапана при сбросе нагрузки или останове турбины.

Посадочный профиль кулака позволяет закрыть клапан и при поломке пружины. При повороте кулачкового вала в сторону закрытия клапана посадочный профиль кулака с некоторым запаздыванием относительно нормального процесса закрытия клапана пружинно выступает в зацепление с посадочным концом рычага; вследствие этого, поворачиваясь вокруг неподвижной оси по часовой стрелке, упирается в шток клапана, принуждая его закрыться.

Распределительное устройство турбины изображено на рис. 7-9. Специальные кронштейны 1 с помощью четырех шпилек крепятся на корпусах клапанов № 3 и 4, установленных в верхней половине цилиндра высокого давления. Система шпилек определяет положение кронштейнов относительно корпуса клапана, создавая направленное тепловое расширение кронштейнов относительно фиксированного пункта, находящегося в точке пересечения осей шпилек. Для уменьшения теплопередачи от цилиндра к распределительному устройству осуществлена система охлаждения кронштейнов путем подачи воды от паросового охладителя генератора. Система вентилей (рис. 7-11) позволяет регулировать расход в систему охлаждения таким образом, чтобы обеспечить приемлемую температуру 45—55°C. Контрольная воронка и манометры позволяют судить о давлении воды и расходе через систему охлаждения каждого кронштейна отдельно. Существенная разница температур воды из левой и правой кронштейнов распределительного устройства 5—10°C.

Распределительное устройство турбины состоит из 2 частей: правого и левого распределительных механизмов. Правый механизм управляет клапанами № 1 и 4. Левый механизм — клапанами № 2 и 3.

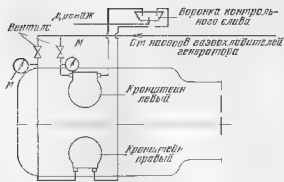


Рис 7-11. Схема охлаждения кронштейнов

В верхней части кронштейнов в своих опорах с рычажными двурядными подшипниками закреплены кулачковые рычаги 3. На шпалках рычагов установлены и с помощью втулок зафиксированы гзупки 2, имеющие поверхность, профилированную отдельно для каждого клапана.

Поскольку клапаны № 1 и 2 стигаются каравельного профиля из кулачков одинаков. Кулачки клапанов № 3 и 4 открывающихся последовательно имеют свои топки конфигурации профилей, отличающиеся как друг от друга так и от профилей кулачков клапанов № 1, 2. Поэтому при ремонтах с полной разборкой необходимо тщательно следить чтобы клапаны после сборки управлялись соответствующим расчету перераспределения кулачков так как в случае каких либо несоответствий нарушится вся характеристика перераспределения. Кулачковые валь системы перераспределения выточены двуполными с использованием сферических подшипников. При таких условиях каждая из опор позволяет самосматываться валь, вся система крепления валов гарантирует надежную их работу с точки зрения отсутствия заедания при вращении. Кулачковые валь левого и правого распределительного устройства соединены между собой с кулачковой муфтой 4. Кулачковые муфты допускают весьма значительные осевые зазоры, компенсируют некоторую радиальную расцентровку валь и исключают лишние упорные перекосы. Расцентровка валов на работоспособной турбине неизбежно происходит вследствие разнородных условий прогрева корпусов клапанов, на которых установлены кронштейны с закрепленными на них кулачковыми вальми.

Клапаны № 3 и 4 открываются последовательно и перед тем как возникнуть разрыв в зависимости от нагрузки турбогенератора, клапаны № 3 открыт а клапаны № 4 закрыт. В этих условиях разница температур между корпусами клапанов незначительна, что может привести к расцентровке кулачковых валов.

Штки клапанов № 3 и 4 через нок и рычаг не посредственно опираются на рычаг распределительного устройства (рис. 7-10), и привод боковых клапанов осуществляется через систему тяг и рычагов (рис. 7-9).

Рассмотрим подробнее привод клапана № 1. Более наглядно привод боковых клапанов можно представить, воспользовавшись структурной схемой передачи (рис. 7-12).

Рычаг 2 с помощью игольчатых подшипников опирается на ось, закрепленную на рычаге 3. Рычаг при переключении рычага поворачивается вокруг неподвижной оси 4, перемещая вверх свою правую проушину, связанную с промежуточной тягой 5. Промежуточ

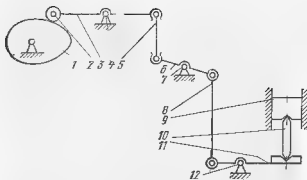


Рис 7 12 Схематическая схема привода боковых клапанов

1 - кулачек; 2 - штифт; 3 - рычаг; 4 - ось; 5 - промежуточная тяга; 6 - рычаг; 7 - ось; 8 - главная тяга; 9 - штифт; 10 - шток; 11 - рычаг; 12 - ось.

Главная тяга соединяется с рычагом 6, неподвижная ось 7 которого закреплена на кронштейне. Второй конец рычага связан с главной тягой 8 (6 на рис 7 9), входящей в соединение с рычагом 11, ось которого 12 фиксируется в колесике клапана. Второй конец рычага при помощи штифта 10 связан с серией 9 и штоком клапана № 1.

Соединение всех подвижных элементов системы выполнено с помощью сферических шарниров. С точки зрения надежности и работоспособности соединений это наиболее целесообразная конструкция. Неподвижные оси выполнены в виде цилиндров, опора на которые всех подвижных элементов системы осуществляется через сферические самоустанавливающиеся роликовые подшипники.

Серия боковых клапанов нагружены также пружинами, под действием усилия которых происходит закрытие клапанов при повороте распределительных валов по часовой стрелке.

Привод клапана № 2 от левого распределительного устройства выполнен аналогично рассмотренному.

На левом распределительном устройстве в своих опорах со сферическими роликовыми подшипниками установлен вал с шестерней, с которой входит в зацепление зубчатая рейка жестко (на резбе) соединенная со штоком сервомотора. Использование сферического шарнира при соединении штока сервомотора с его поршнем создает надежное соединение рейки и поршня сервомотора при некоторой свободе углового отклонения рейки от направления перемещения поршня. С помощью зубчатой передачи поступательное перемещение главного сервомотора преобразуется во вращательное движение валов. Кулачковая муфта, соединяющая вал с шестерней с левым кулачковым валом, допускает самоустановку

валов в своих сферических опорах, компенсируя осевую зазор, радиальную расцентровку и незначительный угловой перекос валов.

Контакт шестерни и рейки осуществляется по линии, и в зубчатом зацеплении всегда существует усилие, отталкивающее рейку от шестерни. Поэтому с противоположной от зацепления стороны рейка имеет опору: цилиндрический ролик, опирающийся с помощью штифты подшипников на неподвижную ось. Диаметр оси, на которую насажены штифты подшипники ролика, выполнен с некоторым эксцентриситетом относительно диаметров опорных поверхностей. При сборке необходимо ввести в контакт зубчатое зацепление и поворотом оси ролика установить зазор между роликом и штифты рейки в пределах 0,8 - 0,9 мм. Затем, введя в паз оси ролика шпиль крышки оси, закрепить крышку винтами.

Для надежной работы распределительного устройства необходимо, чтобы система охлаждения кронштейна включалась до пуска турбогенератора и отключалась после охлаждения цилиндра высокого давления (по первому посылу) до температуры 180°C.

7-6. Клапаны промпрегрева

В трубопроводах промпрегрева пара и собственно в нагревателе заключается значительный объем пара, так как промпрегреватель пара установлен в газоход котла. Для предотвращения опасного разгона турбины при сбросе нагрузки энергичной аккумуляции пара в паропроводах промпрегрева по обе стороны ЦСД установлены два блока клапанов промпрегрева. Для уменьшения потерь на клапанах и повышения экономичности блока был создан комбинированный стопорно регулирующий клапан с одним местом дросселирования [48, 51].

Оригинальность конструкции блока клапанов промпрегрева (рис. 7 13) заключается в использовании одного запорного клапана, управляемого двумя сервомоторами, действующими независимо друг от друга. Принцип действия блока односторонних пружинных сервомоторов подробно изложен в § 8-6.

В результате внедрения данной конструкции потери пара на дросселирование снизились на 50%, по сравнению с конструкцией с двумя клапанами. В литой сферической корпус 3, выполненный из легированной стали, установлено седло 1, опирающееся своим буртом на корпус и закрепленное уплотнительными кольцами (аналогично креплению седла на регулирующих и стопорных клапанах). Внутренняя расточка корпуса за седлом по своей конфигурации продолжает диффузор

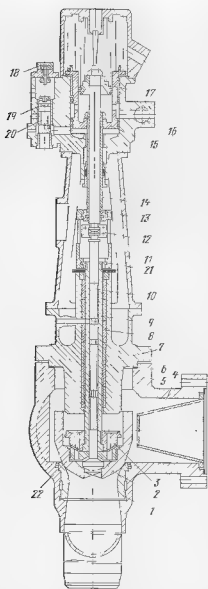


Рис 7-13 Блок клапанов промперегрева

1 — седло, 2 — клапан, 3 — толкатель, 4 — сито, 5 — корпус, 6 — прокладка, 7 — крышка, 8 — втулка, 9 — наружный и внутренний штиль, 10 — промежуточная часть, 11 — муфта, 12 — штиль, 13 — 17 — поршень, 18 — расширяющее устройство, 19 — винт натяжной, 20 — бука, 21 — штиль, 22 — упорная гайка

седла клапана, что позволяет благодаря постепенному и плавному расширению канала несколько снизить скорость пара и частично восстановить давление, потерянное при прохождении через клапан, при дозвуковых скоростях пара. Внутри подводящего патрубка клапана устанавливается паровое сито 4, предохраняющее ИСД турбины от попадания посторонних частиц. Сито представляет собой усеченный корпус, сваренный по образующей, с вварным доншком и фланцем. Сито своим

фланцем с малым осевым и радиальным зазором зажимается во фланцевом соединении подводящего паропровода и корпуса, дополнительно центрируется и опирается на специальные ребра в корпусе клапана. На конической поверхности сита в шахматном порядке просверлены отверстия, обеспечивающие пропуск пара к клапану со скоростью несколько меньшей (на 30%), чем в паропроводе.

Доншко сита сверлений не имеет. На противоположной от подводящего патрубка стороне корпус имеет ребро рассекателя, препятствующий закручиванию потока пара и образованию вихрей. Верхняя часть корпуса клапана закрывается массивной литой крышкой 7, в которой закреплены уплотнительные втулки 8, направляющие подвижные детали блока клапанов. Прочность соединения крышки и корпуса обеспечивается 20 шпильками с резьбой М42. Плотность достигается прокладками 6 с зубчиками на обеих сторонах, смятие которых гребует меньшего усилия, чем при сплошной плоскости прокладки, и надежное уплотнение ларовой камеры достигается при меньших напряжениях в резбе шпилек, чем сравнимо с плоскими прокладками. В нижней части корпуса приваривается литой патрубок, который затем разбивается. На крышке блока клапанов промперегрева устанавливается промежуточная часть 11, служащая опорой для блока сервомоторов промперегрева, управляющих клапаном.

Запорный орган промперегрева представляет собой чашеобразный клапан 2 с диаметром по посадочной поверхности 350 мм. Поскольку отрывное усилие на клапан весьма значительно, предусмотрена его разгрузка. В нижней части чаши клапана находится отверстие диаметром 110 мм, которое перекрывается разгрузочным клапаном 10, выполненным заодно с внутренним штоком блока клапанов промперегрева. Номинальный ход разгрузочного клапана составляет 10 мм и ограничивается упорной гайкой 22, жестко соединенной с чашей клапана. Для предотвращения самоотвинчивания в процессе эксплуатации гайка 22 стопорится винтом, который закернивается. Упорная гайка имеет сквозные сверления, соединяющие разгрузочную камеру клапана с камерой цилиндра парового нагружения.

В § 7-4 рассмотрен характер изменения усилий, действующих на регулирующий клапан по мере его подъема, для клапана промперегрева он остался таким же. По мере открытия клапана положительное усилие на него уменьшается и существует определенная зона, где возможен неустойчивый ход клапана (гулкая, стук чаши о разгрузочный клапан). Возникающая вибрация клапана может привести даже к его разрушению. Для предотвращения таких опасных явлений в конструкции клапанов промперегрева также предусмотрено паровое нагружение.

Рассмотрим более подробно некоторые конструктивные особенности блока клапанов промперегрева. Как отмечалось выше, блок клапанов промперегрева имеет один запорный орган, управляется двумя независимыми приводами, что гарантирует надежность работы такого клапана не меньшею, чем с двумя отдельными клапанами. Это достигается следующим образом. Шток блока клапанов промперегрева выполнен двойным. Наружный пустотелый шток 9 связан с наружным (стопорным) сервомотором, на который воздействует линия защиты. В нижней части на шток наваривен и застопорен толкатель 3, предназначенный для принудительного перемещения клапана на закрытие при срабатывании защиты. Внутренний шток 10 входит в расточку наружного штока и при своем движении также воздействует на клапан. Верхний конец внутреннего штока соединен с внутренним сервомотором блока сервомоторов, управляемых системой регулирования турбины и расположенным внутри наружного сервомотора. Таким образом, внутренний шток и его сервомотор перемещаются только относительно наружного штока и его сервомотора, нигде не соприкасаясь с неподвижными деталями, чем и обеспечивается надежность работы клапана, равноценная двум последовательно расположенным клапанам. В случае заедания одного из штоков независимый привод второго штока может воздействовать на запорный орган, прекращая доступ пара в турбину.

Верхняя часть чаши клапана образует разгрузочный цилиндр. Внутренняя поверхность разгрузочного цилиндра спрофилирована таким образом, что по мере подъема клапана расход пара в камеру разгрузочного цилиндра усиливается и создается постоянное положительное усилие на клапан, предотвращающее ступ основного клапана о разгрузочный.

При закрытом клапане в нижнем положении наружного (стопорного) сервомотора толкатель прижат к упорной гайке клапана и удерживает клапан прижатым к седлу. Кроме того, зазор между толкателем и разгрузочным пятачком в этом положении настолько велик, что даже при открытии разгрузочного клапана давление пара в разгрузочной камере достаточно велико и внутренний сервомотор не в состоянии открыть клапан, если не открыт стопорный сервомотор.

Тем самым создается определенная последовательность в перемещении органов парораспределения как на высоком давлении, так и в части промперегрева: сначала под воздействием системы защиты открывается стопорный клапан высокого давления и толкатель

промперегрева перемещается вверх; затем под воздействием системы регулирования можно открывать регулирующие клапаны высокого давления и промперегрева.

В открытом положении толкатель 3 прижат усиленным сервомотором к крышке клапана 7, что удерживает его от вращения в паровом потоке. В этом положении толкателя зазор между ним и цилиндром парового нагружения минимальный и при открытии разгрузочного клапана в разгрузочной камере давление резко падает и внутренний сервомотор способен преодолеть паровые усилия, действующие на клапан, и открыть его. Для предупреждения вращения клапана в паровом потоке в специально выфрезерованные пазы в цилиндре парового нагружения с зазором 0,6—0,9 мм входят зубья толкателя, выполненные диаметрально.

Уплотнение наружного штока выполнено аналогично уплотнению штоков клапанов высокого давления. Шток с зазором 0,32—0,385 мм направляется набором втулок 8, установленных в крышке клапана. Втулки имеют кольцевые канавки, образующие лабиринтовое уплотнение с промежуточными отсосами. Для охлаждения штока в камеру нижней втулки через сверления в крышке клапана подается пар из холодной нитки промперегрева. Из второго отсоса пар отводится в деаэратор, а из последнего отсоса в эжектор.

Уплотнение внутреннего штока 10 в наружном 9 выполнено в виде кольцевых выточек на поверхности штока, которые также образуют лабиринтовое уплотнение, и отсосы из него осуществляются через те же камеры, что и для наружного штока. Зазор между внутренним штоком и расточкой наружного составляет 0,3—0,36 мм на диаметр.

При ремонте клапанов промперегрева, так же как и при ремонте клапанов высокого давления, необходимо проверить состояние уплотнительных поверхностей основного и разгрузочного клапана: отсутствие искривления штоков, состояние зазора между уплотнительными втулками и наружным штоком, а также между внутренним и наружным штоками. Следует проверить положение колец, удерживающих седло, и мест напечатаки металла корпуса, состояние зубьев толкателя и пазов на цилиндре парового нагружения. Необходимо осмотреть паровое сито, убедиться в наличии и надежности чеканки всех стопорных винтов. Методы контроля и исправления найденных повреждений приведены в указаниях по ремонту клапанов высокого давления.

7-7. Характеристики парораспределения

Важнейшей характеристикой парораспределения является зависимость расхода пара через турбину от перемещения сервомотора части высокого давления (расходная характеристика). Линейность этой характеристики имеет большое значение для всей системы ре-

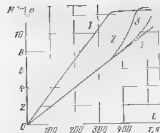


Рис. 7-14 Зависимости давления от расхода пара
1 — за регулирующим клапаном №1 2 — за регулирующим клапаном №3, 3 — за регулирующим клапаном №4 4 — за клапаном регулирующей ступени

гулирования, так как от нее в значительной мере зависит форма статической характеристики. Однако функция расхода пара через клапан по мере его подъема нелинейна и зависит не только от значения подъема клапана, но и от перепада давления на нем. Давление за клапаном увеличивается по мере увеличения расхода через клапан или группу клапанов, пропускающих пар в одну группу сопел (рис. 7-14).

Для линеаризации расходной характеристики осуществляется неравномерный подъем клапана в по мере перемещения приводного сервомотора или в зависимости от угла поворота распределительного вала.

Неравномерный, строго определенный подъем клапана обеспечивается с помощью рассчитанных профилей кулачков, жестко связанных с распределительными валами (рис. 7-15).

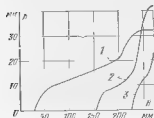


Рис. 7-15 Зависимости перемещения штоков регулирующих клапанов H от хода поршня главного сервомотора H
1, 3 — соответственно для регулирующего клапана №1 и №3, 2 — №3 и №4

Еще одним способом линеаризации расходной характеристики турбины является введение перекрыш по открытию регулирующих клапанов, особенно если парораспределение принято сопловым и хотя бы части клапанов открывается последовательно.

Принятая линейная характеристика легла в основу расчета кулачков распределительного устройства.

Испытания турбины, проведенные Южтехэнерго, показали, что натурная расходная характеристика несколько отличается от расчетной, но дополнительной коррекции профилей кулачков не требуется (рис. 7-16).

Как уже отмечалось ранее, кулачковые вали распределительного устройства перемещаются с помощью главного сервомотора. На регулирующие клапаны действуют паровые усилия и усилия пружин, которые в сумме достигают значительных величин. При созда-

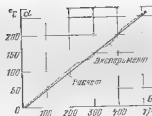


Рис. 7-16 Зависимость расхода пара от угла поворота распределительного вала

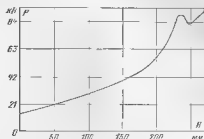


Рис. 7-17 Зависимость усилий, приведенных к штоку сервомотора, от его хода

нии сервомоторов необходимо знать усилия от клапанов, приведенных к штоку сервомотора на всем диапазоне его перемещения. При этом необходимо учесть и силы трения, которые следует преодолеть в соединениях распределительного устройства и клапанах. При этом трение в механических передачах зависит от множества факторов: качества обработки поверхностей, твердости и состояния покрытия, наличия смазки, отложения солей, возникновения заеданий из-за попадания твердых частиц и т.п. Поэтому мощность сервомотора должна быть в 2-3 раза больше суммарное усилие всех клапанов в каждой зоне перемещения сервомотора. На рис. 7-17 представлена характеристика усилий, действующих на поршень сервомотора.

Зависимость электрической нагрузки турбоагрегата от хода поршня главного сервомотора показана на рис. 7-18.

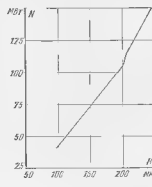


Рис. 7-18 Зависимость электрической нагрузки турбоагрегата от хода поршня главного сервомотора

7-8. Материалы для органов парораспределения

Органы парораспределения находятся под воздействием пара высоких параметров и вследствие этого работают в более сложных

условиях, чем другие элементы турбины. Детали, длительно находящиеся под воздействием высоких температур, претерпевают в процессе эксплуатации структурные изменения, в результате чего снижаются прочность и твердость металла, становится заметной ползучесть напряженных деталей и резко повышается интенсивность коррозии. Эти и другие явления значительно повысили требования, предъявляемые к материалам деталей парораспределения.

В турбостроении нашли широкое применение жаропрочные стали, способные противостоять различным деформациям в процессе эксплуатации, особенно температурным.

Перлитные стали, легированные молибденом, хромом, ванадием и другими присадками, обладают весьма высокими значениями предела прочности при рабочих температурах пара.

В результате многочисленных исследований, проведенных в ряде НИИ и заводской лаборатории, а также на основании опыта эксплуатации турбин на высокие параметры пара для деталей органов парораспределения рассматриваемой турбины выбраны различные легированные стали (табл. 7-1).

Таблица 7-1

Материалы наиболее ответственных деталей парораспределения

Деталь	Материал	Марка
Корпус детали клапана	Сталь с содержанием хрома, ванадия	15X1MФ-Л (литик)
Клапаны, седла клапанов, штоки клапанов	Сталь с содержанием хрома, ванадия, молибдена, никеля и титана	15X12BHMF
Крепеж	Сталь с содержанием хрома, молибдена, ванадия	25X2M1Ф
Уплотнительные прокладки (плоские и регулируемые) Цилиндры	Сталь с содержанием хрома, ванадия, титана (аустенитная)	12X18H9T
	Сталь кремнистая	60C2A

Многолетний опыт эксплуатации подтвердил правильность выбора приведенных в табл. 7-1 материалов для изготовления органов парораспределения.

Для обеспечения надежной и безотказной работы органов парораспределения особое внимание уделяется выбору материала, технологии изготовления и конструкции пружин. Пружины, установленные на колонках регулирующих клапанов, осуществляют их закрытие при уменьшении или сбросе нагрузки. Кроме того, пружина обеспечивает также статическую устойчивость клапана в зоне малых положительных и отрицательных усилий, воз-

действующих на штоки регулирующих клапанов.

Для обеспечения работоспособности пружин их стараются помещать в зоны относительно невысоких температур (200-250°C, предельные значения). Для изготовления пружин используется крмнистая сталь марок 60C2A. Допускаемые напряжения для пружин устанавливаются на основании накопленного опыта эксплуатации в зависимости от предела прочности материала. Причем чем больше диаметр используемой проволоки, тем меньше допускаемые напряжения устанавливаются при проектировании пружин.

Собственно клапаны с помощью парового па-рушника всегда испытывают положительное усилие (на закрытие).

При выборе допускаемых напряжений необходимо учитывать несколько факторов, влияющих на работу пружин. Это и условия работы пружин, например температура окружающей среды, ее коррозионная активность, характер нагрузки (статический или динамический), режимы термической и технологической обработки и т.п.

На заводе приняты для пружин следующие ответственные напряжения: $\sigma_{доп} = 0,4\sigma_b$ (σ_b — предел прочности материала пружины), для пружин менее ответственных $\sigma_{доп} = 0,5\sigma_b$ и для пружин общего назначения $\sigma_{доп} = 0,6$ (0,6, 0,7) σ_b .

Максимальные напряжения возникают на внутренних волокнах сечения витка, так как тангенциальные напряжения от кручения и среза на внутренних волокнах суммируются.

Пружины регулирующих клапанов, а также ответственные пружины других устройств (особенно с большими диаметрами применяемой проволоки) подвергаются «закалеживанию» (сжатие до соприкосновения витков с последующей длительной выдержкой). Пружина сжимается до соприкосновения витков и выдерживается в таком состоянии около 24 ч. В результате «закалеживания» пружина получает некоторую дополнительную усадку, которая учитывается в технологическом процессе. «Закалеживание» повышает несущую способность пружин в пределах упругих деформаций.

Клапаны перемещаются во втулках с весьма малым зазором. Необходимо предупредить заедание и заклинивание клапанов, так как от скорости их перемещения зависит сохранность турбоагрегата при сбросе нагрузки. Кроме того, паровым потоком шток клапана прижимается к втулкам и поэтому при перемещении трется с направляющими его поверхностями. При срабатывании любой из защит блока клапаны быстро закрываются, со значительным усилием ударяясь о седло. Совершенно ясно, что твердость поверхностей соприкосновения седла и клапана, штоков и направляющих втулок, поверхностей штоков и их пазов должна быть достаточно высокой для обеспечения работоспособности органов парораспределения. Причем повышенная твердость

металла требуется только на его поверхности при вязкой и пластичной сердцевине, способной воспринимать ударные нагрузки. Существует ряд способов поверхностного упрочнения деталей. Сложность заключается в том, что детали органов парораспределения работают в зоне высоких температур в течение длительного времени, где большинство покрытий быстро разрушается, теряя свою начальную твердость.

Одним из способов поверхностного упрочнения является азотирование, т. е. насыщение азотом верхнего слоя металла с образованием твердых нитридов. Как одна из разновидностей поверхностного упрочнения азотирование нашло широкое применение при изготовлении элементов регулирования и парораспределения турбин на высокие параметры пара. Азотирование позволяет повысить износостойкость и коррозионную стойкость применяемых сталей. В зависимости от марки стали и параметров процесса азотирования твердость упрочненной поверхности можно довести до $HV-1000$ и получить эффективный упрочненный слой глубиной до 0,3 мм.

Многочисленные исследования азотированных деталей и образцов показали, что слой имеет максимальную твердость на глубине 0,04—0,05 мм. Самый верхний слой, содержащий нитриды железа, активно взаимодействующие с кислородом, способен к интенсивному окислоразложению и обвалу при изготовлении деталей сошлифовывается.

Во время процесса азотирования происходит незначительное увеличение размеров деталей, что учитывается технологией процесса их изготовления.

Азотированный слой устойчиво и надежно сохраняется до температур 510—520°C. При более высоких температурах происходит постепенное разрушение азотированного слоя за счет диффузии азота в глубь металла, окисления поверхностного слоя и образования хрупкого слоя окалины. Поскольку окалина более рыхлая, чем основной металл, при ее образовании в процессе эксплуатации наблюдается изменение геометрических

размеров деталей, что приводит к уменьшению зазоров между штоками и втулками. Процесс этот весьма интенсивен в начальный период выдержки деталей при высоких температурах, затем он постепенно замедляется. По наблюдениям за период эксплуатации между ремонтами изменение геометрических размеров на штоках выходов достигает 0,04—0,05 мм на диаметр. Поскольку этот процесс сопровождается еще и потерей твердости на поверхности деталей, ясно, что в период капитального ремонта состояние листов и направляющих их поверхности должно быть тщательно проверено. Зазоры доведены до номинальных, отложения солей железа и меди, вынесенные из тракта котла, скопившиеся кусочки окалины должны быть удалены.

Поверхностное упрочнение способом азотирования не решает всех проблем покрытий, но его широкое применение обусловлено тем, что процесс доработки после определенного периода времени происходит относительно медленно и в начальный период эксплуатации, когда идет взаимная притирка и проработка трущихся пар, азотированные поверхности сохраняют высокую твердость, что способствует повышению надежности органов парораспределения.

В настоящее время ведутся интенсивные работы над созданием более долговечного способа поверхностного упрочнения жаропрочных сталей при высоких температурах, но пока этот вопрос решен только для аустенитных сталей типа ЗИ 612 (X15H35B3T) путем применения диффузионного хромирования с последующей нитридизацией. Подобные стали применены в турбинах с начальными параметрами пара выше 600°C.

Азотирование как способ поверхностного упрочнения широко применяется при изготовлении пружин, так как является наиболее эффективным средством повышения их коррозионной стойкости и усталостной прочности. В упрочненном слое пружины возникают сжимающие напряжения, локализирующие места концентрации напряжений от различных дефектов, и усталостная прочность повышается на 30—40%.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ

8-1. Требования к системе регулирования

Системы регулирования современных паровых турбин имеют ряд отличительных особенностей.

1. Элементы системы регулирования должны обладать высокой чувствительностью. Выполнение этого требования обеспечивается сведением к минимуму сил трения в шарнирных соединениях и других звеньях системы. Средствами уменьшения сил трения и устранения износа¹ яв-

ляются: упрочнение трущихся поверхностей путем термической обработки или поверхностное упрочнение (азотирование, диффузионное хромирование и др.), правильный подбор трущихся пар, качественная сборка механизмов.

Степень нечувствительности системы регулирования выражается отношением изменения частоты вращения, необходимого для преодоления сил трения, при повышении и понижении частоты вращения ротора к номинальной частоте вращения.

Для современной системы регулирования (схема с пропорциональным регулятором)

¹ Имеется в виду износ, который приводит к повышению нечувствительности в процессе эксплуатации.

степень нечувствительности не должна превышать 0,3%. В последнее время как у нас в стране, так и за рубежом с целью улучшения регулировочного процесса создаются системы регулирования, степень нечувствительности которых находится в пределах 0,1—0,15%.

2 Система регулирования должна быть устойчивой во всех режимах работы турбоагрегата. Устойчивость системы определяется углом наклона статической характеристики, представляющей собой закон изменения частоты вращения в зависимости от мощности турбоагрегата. Система регулирования устойчива, если угол наклона статической характеристики обеспечивает неравномерность, минимальное значение которой составляет более 3%. Износ отдельных звеньев и большая нечувствительность системы регулирования могут также являться причиной ее неустойчивости. При переходе от одного режима работы к другому система регулирования динамически устойчива при условии, если колебания, возникающие после возмущения в системе, носят затухающий характер.

3 Система регулирования должна обладать высоким быстродействием. Это требование диктуется тем, что при сбросе полной нагрузки и отключении генератора от сети система регулирования должна удерживать турбоагрегат от чрезмерного «заброса» частоты вращения.

При правильно работающей системе регулирования и достаточном ее быстродействии максимальный заброс частоты вращения при сбросе полной нагрузки должен быть примерно на 2—3% ниже частоты вращения, при которой срабатывает автомат безопасности.

С увеличением единичной мощности агрегата должно повышаться быстродействие системы регулирования. Это обуславливается следующими факторами:

1) относительным облегчением ротора турбины при увеличении ее единичной мощности, повышающим ускорение вращающихся масс и снижающим время турбины. Так, время турбоагрегата К-160-130 составляет 10 с, К-300-240 — 8 с, К-500-240 — 6 с;

2) относительным увеличением объемов пара, аккумулированного за регулируемыми клапанами и в системе промперегревателя турбины.

Следует подчеркнуть, что максимальное время от подачи регулирующего импульса до полного закрытия регулирующих клапанов турбины К-160-130 составляет 0,6—0,8 с.

Такое быстродействие обеспечивает переход турбины на холостой ход при сбросе полной нагрузки и отключении генератора от сети.

4. Основным требованием, выдвигаемым в процессе разработки системы регулирования и отдельных регулирующих устройств, является максимальная их надежность.

Специфической особенностью современных тепловых энергетических установок является высокая единичная мощность. Выход их из строя даже на незначительное время может вызвать серьезные последствия в работе энергосистемы. Вместе с тем системы регулирования в силу своей сложности являются узлами, наиболее подверженными различным видам отказов. Поэтому надежность работы энергетической установки в целом в значительной степени определяется надежностью системы регулирования. Причем надежностью системы регулирования должна обеспечиваться независимо от длительности эксплуатации!

8.2. Основные особенности и работа системы регулирования

Характерной особенностью турбины с промежуточным перегревом пара, значительно влияющим на ее систему регулирования, является наличие двух систем парораспределения: ЧВД и промежуточного перегрева пара.

При создании системы регулирования была принята за основу традиционная схема регулирования турбин ХТГЗ; система с двойным усилением, с прямыми и обратными гидравлическими связями, с гидродинамическим датчиком и поршневым измерителем частоты вращения.

В системе регулирования исключены рычажные связи, кроме органов парораспределения, что значительно повысило надежность системы регулирования и снизило ее нечувствительность.

Ларьковский турбинный завод одним из первых в стране применил систему регулирования с гидродинамическим датчиком скорости в гидравлических связях, проекты разработки которой были выполнены заводом совместно с лабораторией регулирования БТИ им Ф. Э. Дзержинского [6, 46].

Многолетние исследования систем гидродинамического регулирования предвключенных турбин (ВР-25 и ВР1-25) и конденсационной турбины БКТ-100 дали возможность так спланировать конструкцию и эксплуатационный опыт, использованный при проектировании системы регулирования турбины К-160-130.

Система регулирования выполнена с разделением открытием клапанов свежего пара и промежуточного перегрева, что дает возможность добиться любой последовательности открытия обеих групп регулирующих клапанов.

¹ Быстро изнашивающиеся детали и детали, находящиеся под действием знакопеременных нагрузок, надежность которых определяется временем эксплуатации, периодически заменяют.

Независимость работы клапанов дсти гается благодаря наличию двух отсечных золотников с общей линией первого (промежуточного) усиления и отдельными линиями обратной связи. Система выполнена с переменным давлением в линии первого усиления, что является необходимым условием для нормальной работы системы с двумя отсечными золотниками. Линия первого усиления при необходимости допускает включение в нее кроме измерителя скорости других командных органов.

Умеренное повышение частоты вращения ротора при сбросе полной нагрузки и отключении турбогенератора от сети обеспечивает ся высоким быстродействием* регулирующих клапанов в сторону закрытия как регулирующих клапанов свежего пара, так и клапанов промежуточного перегрева. Особенно важное значение имеет быстродействие регулирующих клапанов промежуточного перегрева, так как они корректируют мощность, равную примерно 70% общей мощности агрегата.

В системе регулирования имеются нелинейные элементы, значительно повышающие ее быстродействие. К ним относятся:

- 1) отсечные золотники с астатическими характеристиками перемещения,
- 2) проточные элементы у регулятора скорости, воздействие которых вызывает разделение характеристики системы регулирования на статическую и динамическую.

Нелинейные элементы создают ускоренное изменение давления масла в импульсных линиях, что приводит к ускоренному перемещению сервомоторов. Линии первого усиления и обратных связей от сервомоторов к золотникам выполнены проточными, а отсечные золотники — вращающимися. Применение проточных линий первого усиления хотя несколько увеличивает расход рабочей жидкости в системе регулирования, но позволяет исключить рычажные связи от импульсного органа к сервомотору первого усиления, что значительно повышает чувствительность органов регулирования.

Наличие вращающихся золотников также значительно повышает их чувствительность и, что особенно важно, исключает облитерацию (осаждение пузырьков кислорода на рабочих поверхностях) в зазорах между золотниками и буксами.

В качестве импульсного датчика частоты вращения используется малорасходный насос (импеллер), установленный на валу ротора турбины. Напор, развиваемый этим датчиком, пропорционален квадрату частоты вращения и воспринимается поршневым измерителем скорости, представляющим собой дифференциальный поршень, выполненный заодно с

проточным золотником сервомотора... го усиления. Поршень находится под воздействием усилия пружины растяжения, с одной стороны, и усилия от давления масла импульсного датчика, с другой стороны. Таким образом, определенной частоте вращения ротора соответствует определенное положение измерителя.

При изменении частоты вращения ротора возникает импульс в напорной линии импульсного (гидродинамического) датчика, вызывающий перемещение измерителя регулятора скорости. При своем перемещении измеритель (проточный золотник) изменяет расход масла в линии первого усиления, куда масло поступает из напорной линии главного масляного насоса через дроссель подпитки (диафрагму). Изменение расхода масла в линии первого усиления вызывает линейное изменение давления в ней.

Принцип преобразования (усиления) импульсов заключается в том, что при изменении частоты вращения в относительно небольшом диапазоне изменения давления в напорной линии датчика изменение давления в линии первого усиления в несколько раз превышает изменение давления в линии датчика. Например, при снижении частоты вращения ротора от холостого хода до полной нагрузки (в пределах равномерности) давление в линии датчика уменьшается с 0,68 до 0,61 МПа, а в линии первого усиления оно возрастает с 0,16 до 0,4 МПа.

Измеритель регулятора скорости вместе с сервомотором первого усиления являются первой ступенью усиления. Изменение давления в линии первого усиления передается отсечным золотником сервомоторов клапанов свежего пара и промежуточного перегрева, каждый из которых находится в равновесии под воздействием трех усилий от давления: силового p_0 , линии первого усиления p_1 и линии обратной связи p_2 .

При любом равновесном положении золотника сумма сил от давлений первого усиления и обратной связи равна усилию от давления силового масла, которое при постоянной частоте вращения также остается постоянным. Уменьшение или увеличение давления в линии первого усиления приводит к изменению давления в линии обратной связи.

Отсечной золотник с главным сервомотором составляет вторую ступень усиления.

Таким образом, система регулирования с двойным усилением, воспринимая незначительные импульсы от датчика, преобразует их в большие усилия сервомоторов, необходимые для перемещения регулирующих клапанов.

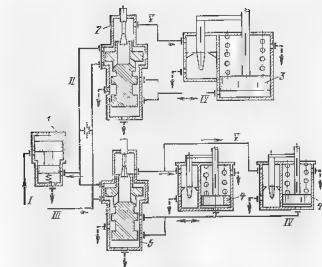


Рис. 8.1 Схема регулирования

1 — регулятор скорости; 2 — отсечной золотник сервомотора регулирования клапанов высокого давления; 3 — сервомотор регулирования клапанов высокого давления; 4 — сервомотор прямого золотникового переключения; 5 — отсечной золотник сервомотора прямого золотникового переключения; I — усиливая линия; II — линия первого усиления; III — силовая линия; IV — рабочие линии сервомоторов; V — линия обратной связи сервомоторов.

Еще одной отличительной особенностью рассматриваемой системы регулирования является также применение односторонних пружинных сервомоторов. Преимущество такого типа сервомотора состоит в том, что необходимая скорость закрытия клапанов при сбросе нагрузки достигается без дополнительного расхода масла из напорной линии главного насоса. Это позволяет выбирать насос и инжекторную группу значительно меньшей производительности, чем необходимо при двустороннем сервомоторе¹. Применение односторонних сервомоторов упрощает конструкцию отсечной золотниковой (наличие одного управляющего пружины), облегчает установку гидравлической обратной связи и ее настройку. Фланцевое соединение корпуса и крышки сервомотора а также наружные сальники штока освобождаются при этом от масла высокого давления. Такая конструкция повышает также пожаробезопасность турбоустановки. Схема регулирования представлена на рис. 8-1.

Рассмотрим действие системы регулирования, например, при понижении частоты вращения и давления в линии импульсного датчика. При этом происходит повышение давления в линии первого усиления (на открытие клапанов) и перемещение отсечной золотниковой плиты на некоторое расстояние. Подпитка в линию обратной связи через конус самовы-

ключения уменьшается, и давление p_2 также уменьшается. С поступлением нового равновесного положения движение золотника прекратится. В результате перемещения отсечной золотниковой из среднего положения открывается доступ силового масла под поршень сервомотора 3 и происходит его перемещение на открытие клапанов. По мере этого перемещения увеличивается слив масла из линии обратной связи, давление p_2 уменьшается. Отсечной золотник под действием уменьшившегося давления в линии обратной связи перемещается вверх. Таким образом, движение сервомотора на открытие будет продолжаться до тех пор, пока поршень золотника 2 не вернется в среднее положение, т. е. в положение, которое он занимал до изменения давления в линии первого усиления.

Итак, при любых положениях сервомотора в статике отсечной золотник занимает одно и то же среднее положение, а каждому новому значению p_1 соответствует новое положение сервомотора и новое значение p_2 .

За счет изменения дроссельного сечения на подводе к линии обратной связи можно сместить начало открытия клапанов промежуточного перегрева относительно положения сервомотора регулирования клапанов высокого давления, а установкой дополнительной дроссельной шайбы на линии обратной связи изменить неравномерность по клапанам промисгрева при неизменной неравномерности по сервомотору клапанов высокого давления.

8.3. Регулятор скорости

В качестве органа, измеряющего и усиливающего импульсы, создаваемые гидродинамическим датчиком, используется регулятор скорости поршневого типа (рис 8-2), который предназначен для автоматического поддержания частоты вращения ротора турбины в пределах заданной степени неравномерности $5 \pm 0,2\%$.

Регулятор скорости позволяет осуществить следующие операции:

1) пуск турбины; 2) синхронизацию турбоагрегата с сетью; 3) установку заданной нагрузки на турбоагрегат при его параллельной работе с сетью или изменение частоты вращения ротора при работе на изолированную нагрузку; 4) перевод турбины на холостой ход при сбросе электрической нагрузки.

Регулятор скорости расположен в блоке регуляторов, который крепится снаружи к стенке опоры переднего подшипника. Основными элементами регулятора скорости являются дифференциальный поршень (проточ-

¹ В том случае, когда не предъявляются специальные требования к быстротедействию на открытие клапанов.

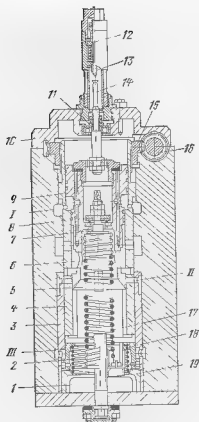


Рис. 82 Регулятор скорости

ный золотник) 5 с пружинной растяжки 6 и подвижная буска 8. В золотнике выполнены сверления, по которым масло из импульсной линии поступает к четырем отверстиям, расположенным тангенциально в средней части золотника. При истечении масла из этих отверстий реакция струи создает крутящий момент, вращающий золотник с частотой вращения 13,3–16,6 с⁻¹. При вращении золотника образуются масляный клин, гарантирующий отсутствие сухого трения при относительном перемещении золотника и буски. Вращение золотника, таким образом, позволяет сохранить его чувствительность длительное время.

При использовании чистого масла износ вращающихся золотников практически отсутствует даже при длительной эксплуатации. Золотник имеет указатель 14 своего положения, выведенный под прозрачный колпачок. Эксплуатационный персонал, контролирующий работу турбины, может визуально наблюдать по этому указателю вращение золотника, т. е. убедиться в его надежной работе. Прекращение вращения указателя золотника свидетельствует о его неправильной работе, причиной которой могут быть: засорение тангенциальных отверстий (сопа), заедания во

вставках или шпонках, износ упорного подшипника в средней части золотника и т. д.

Установка первоначального положения золотника производится таким образом, чтобы его налятия (регулирующая) громка пересеклась прямоугольные окна в направляющих шпонках 4 на 12 мм. Это достигается подрезкой торца втулки 11, центрирующейся по внутреннему диаметру радиально-упорного подшипника, установленного в крышке 10. Золотник поднимается на радиально упорном шариковом подшипнике, центрирующемся в специальной расточке, выполненной в средней части золотника. Соединение золотника с пружиной 6 осуществляется в посредством верхней гайки 7, с выступающей резьбовой частью, проходящей внутри радиально упорного подшипника и закрепленной к нему гайками М12. Нижний конец пружины закреплен на гайке 17, внутри которой заворачивается регулировочный болт 1, служащий для натяжения пружины в период настройки «страгивания» золотника на останов лентки турбины и проверки величины «страгивания» золотника на холостом ходу. Золотник регулятора скорости вступает в работу («страгивается») при $n = 46,2$ с⁻¹ и при достижении $n = 50$ с⁻¹ совершает ход, равный 9 мм. Пружина (см. табл. 8.1) регулятора скорости рассчитана таким образом, что перемещение золотника от действия импульсного масла на 1 мм соответствует изменению частоты вращения $n = 0,4$ с⁻¹. Золотник находится в равновесном состоянии под действием двух сил. С одной стороны, на него действует усилие от давления масла на дифференциальную площадку, образованную разностью диаметров верхней (94 мм) и нижней (81 мм) поршней золотника, а с другой — усилие, создаваемое пружиной при ее натяжении [15].

Импульсная камера I от камеры первого усиления II отделена дренажной камерой во избежание влияния изменяющегося в процессе работы давления масла в линии первого усиления. Для этой цели в золотнике предусмотрено четыре дренажных отверстия диаметром по 30 мм.

Золотник изготавливается из нержавеющей стали с термической обработкой (закалкой) его до твердости $HВ = 370 \div 410$, что повышает его износостойкость. Обработка сопрягаемой с буской поверхности производится по 9-му классу чистоты. Подвижная буска 8 выполняет роль исполнительного элемента синхронизатора и позволяет: 1) синхронизировать турбоагрегат; 2) установить требуемую нагрузку при работе турбоагрегата в системе.

В нижней части подвижной буски жестко установлены две латунные вставки с профильными окнами 5, перекрываемые регулирующей кромкой золотника¹. Применение в качестве материала для вставок латуни объясняется ее хорошими пластическими свойствами, обеспечивающими возможность в случае необходимости корректировки размеров окон во вставках в условиях эксплуатации. К ок-

¹ Окна в латунных вставках выполняются размером 5х25, а окна в направляющих шпонках 25х8 мм. Для отягива окон во вставках от окон в шпонках первые будем называть профильными (это название они получили вследствие того, что на первых образцах серии окна выполнялись профильной формы), а вторые — прямоугольными. Первая цифра означает ширину окна, вторая — его высоту.

нам во вставках подводится масло из линии первого усиления. Для уменьшения перекачивающих усилий, действующих на золотник, вставки расположены диаметрально противоположно.

Для предотвращения проворачивания буксы на неподвижной втулке 3 жестко закреплены две направляющие шпонки 4, входящие в пазы, выполненные в нижней части подвижной буксы. В направляющих шпонках выфрезерованы прямоугольные окна, в которых, так же как и в вставках, подводится масло из линии первого усиления. Прямоугольные окна предназначены для дополнительного слива масла из линии первого усиления при частоте вращения выше 51,2 с⁻¹ с целью более быстрого закрытия регулирующих клапанов турбины в момент сброса электрической нагрузки.

Подвижная букса изготавливается из хромомolibденовой стали с последующим азотированием на глубину 0,2—0,3 мм и твердостью HV—500—550. Чистота обработки сопрягаемой с золотником поверхности высокая. Перемещение подвижной буксы осуществляется сператором как по месту, так и дистанционно с блочного щита управления специальным электроприводом. При работе от электродвигателя постоянного тока ПЛ-062 маховик 2 (рис. 8.3) должен быть выдвинут «от себя» до упора. Вращение червяка 6, соединенного с валом электродвигателя через муфту, передается червячному колесу 7, с которым жестко соединен диск 5, в пазы диска входят зубья кулачковой шайбы 4, которая жестко соединена с маховиком. Маховик 2 через шпонку 3 вращает червяк 16 и червячное колесо 15 (см. рис. 8.2). Вращение червячного колеса 15, имеющего внутреннюю резьбу, приводит к поступательному перемещению подвижной буксы. При работе по месту маховик должен быть выведен «к себе» до

упора, что приводит к расцеплению диска 5 и кулачковой шайбы 4, при этом шарик 1, перемещающийся, фиксирует положение маховика. В этом случае вращение маховика через валок с червяком 16 приводит к вращению червячного колеса 15 и, соответственно, перемещению подвижной буксы 8 (см. рис. 8.2).

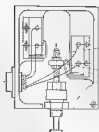


Рис. 8.4. Блок микропереключателей

Для предохранения обмоток электродвигателя привода от сгорания в крайних положениях буксы (верхней и нижней упоры) предусмотрен блок микропереключателей, устанавливаемый на крышке 10 (см. рис. 8.2). Блок микропереключателей (рис. 8.4) представляет собой корпус с закрепленными на нем двумя микропереключателями МП-2101 и штока 1 с насаженным на него кулачком 2. Перемещение штока осуществляется подвижной буксой, в паз которой входит буртик штока. Настройка срабатывания нижнего микропереключателя 3 производится при положении буксы, не доходящей до нижнего упора на 2—3 мм, путем срезания кулачка по штоку. Настройка срабатывания верхнего микропереключателя производится при положении буксы, не доходящей до верхнего упора на 2—3 мм, путем перемещения по пазу отжимной пружины микропереключателя. Претусмотрен указатель положения подвижной буксы, выведенный через крышку 10 и специальное штудерное соединение наружу. По этому указателю во время работы турбины можно определять величину открытия профилей окон во вставках. На крышке смонтировано разгонное устройство, с помощью которого на холостом ходу турбины производят разгон ротора для определения частоты вращения, при которой срабатывают кольца регулятора безопасности. При нажатии на выключатель 13 (см. рис. 8.2) разгонного устройства втулка 12 вместе с выключателем перемещается вниз и при исходе по часовому стрелке зацепляется в прорези, выполненной в корпусе разгонного устройства. Дальнейшее заворачивание выключателя до соприкосновения его с указателем 14 приводит к принудительному перемещению золотника вниз и закрытию профилей окон. Прикрытие профильных окон, в которых подводится масло из линии первого усиления, означает уменьшение площади слива и, следовательно, увеличение давления в этой линии, что ведет к открытию регулирующих клапанов свежего пара и перегрева и усиление частоты вращения турбины до значений, при которых сра-

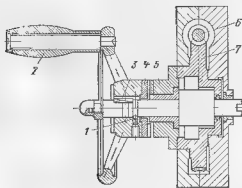


Рис. 8.3 Ручной привод буксы

1 — шарик; 2 — маховик; 3 — шпонка; 4 — кулачок; 5 — диск; 6 — червяк; 7 — червячное колесо.

батывают кольца регулятора безопасности.

При повороте втулки против часовой стрелки она под действием пружины возвращается в исходное положение. При этом расстояние между винтом разгонного устройства и указателем положения золотника должно составлять не менее 15 мм.

В нижней части регулятора скорости расположено блокирующее устройство, предотвращающее открытие створных клапанов турбины при открытых регулирующих клапанах. Конструктивно блокирующее устройство выполнено следующим образом: поршни 18 (см. рис. 8.2) прижат к опоре 19 уступом от давления масла (т. е. лишь в моменты пониженного давления (питание осуществляется от системы смазки через диафрагму), действующим на дифференциальную площадь образованную верхней (диаметр 110 мм) и нижней (диаметр 121 мм) боками поршня. При падении давления масла ниже 0,06 МПа (на отметке обслуживания) поршень под действием пружины сжатия 2 (см. табл. 8-1), настроенной на срабатывание при этом давлении, перемещается вверх до упора в неподвижную втулку 3 и открывает слив из камеры III через отверстие в поршне и дренажную камеру в корпус регулятора скорости, что приводит к закрытию как створных, так и регулирующих клапанов турбины. При таком положении гриба блокирующего устройства невозможно поднять давление в линии защиты до значения, необходимого для «эвакуации» створного клапана свежего пара и створных клапанов промпрегрева. Для «эвакуации» блокирующего устройства (нижнее положение поршня) необходимо вращением маховика 2 (рис. 8.3) на 90° вывести до упора переместить вниз подвижную буску. При этом поршень будет прижат к опоре, пружина сжата. Натяг пружины блокирующего устройства должен составлять 13–14 мм, а ход поршня — 10 мм.

Рассмотренная конструкция регулятора скорости позволяет управлять турбиной на частотах вращения $n=46,2 \div 46,6 \text{ с}^{-1}$.

В системах регулирования турбин как на $n=50 \text{ с}^{-1}$, так и на $n=25 \text{ с}^{-1}$ в настоящее время АТГЗ применяет регуляторы скорости, способные управлять частотой вращения турбины в очень широких пределах — от 8,3 11,6 до 51,2 с^{-1} . Столь широкие пределы изменения регулируемой частоты вращения весьма удобны при прогреве и, что особенно важно, при автоматическом пуске турбины.

При ремонте и ремонте регулятора скорость необходимо обратить внимание на состояние трущихся поверхностей золотника и буски. При необходимости для выявления задиоров или заусенцев разрезается и шлифуется толстая громадная наждачная шкуркой с последующей тщательной промойкой.

Перед сборкой золотника следует проверить состояние септ для вращения, наличие громоздких переборок нающей отверстия регулятора масла на верхнем грибе золотника состояние дорожек и шариков радиально-упорных подшипников. При установке подшипника пружины нужно убедиться в том, что он «сел» шариком диаметрально в заточку золотника.

Во избежание преждевременного выхода из строя черпающих пар необходимо соблюдать зазор между черпачным колесом и гришкой, который должен составлять 0,02–0,05 мм.

8-4. Отсечные золотники

Регулятор скорости, измеряя и усиливая импульсы, создаваемые гидродинамическим

датчиком, обладает перестановочной силой 122,5 Н, определяемой по формуле

$$Q \cdot \Delta p F, \quad (8-1)$$

где Δp — диапазон изменения давления импульсного масла при изменении частоты вращения ротора турбины на 2,5 с^{-1} ; F — площадь, на которую действует давление Δp .

Этого усилия оказывается недостаточно для перемещения парораспределительных органов турбины. Поэтому в цепи между регулятором скорости и регулируемыми клапанами свежего пара и промпрегрева, через которые пар поступает в проточную часть турбины, устанавливаются устройства, которые дополнительно усиливают сигналы регулятора скорости. Таким устройством в системе регулирования турбины с независимым открытием клапанов свежего пара и промпрегрева является блок отсечных золотников, состоящий из двух золотников (рис. 8.5). Один золотник управляет перемещением сервомотора регулирующих клапанов свежего пара, второй двумя сервомоторами промпрегрева.

Блок отсечных золотников расположен внутри опоры переднего подшипника и крепится к трем бокам специальными шпильками, проходящими через отверстия в банках, на наружную стенку опоры. Конструктивно отсечной золотник сервомотора регулирующих клапанов свежего пара и отсечной золотник сервомоторов промпрегрева выполнены одинаково. Поэтому дальнейшее изложение относится к золотнику сервомотора регулирующих клапанов свежего пара. Основными элементами отсечной золотника являются собственно золотник, буска и корпус самовыключения.

Для повышения чувствительности золотник выполнен вращающимся. Вращение за-

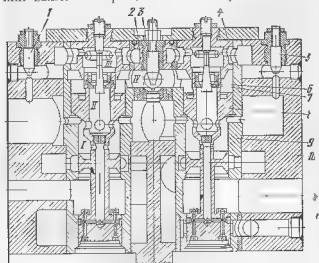


Рис. 8.5 Блок отсечных золотников.

лотника обеспечивается за счет создания реакции струи при истечении силового масла, поступающего по центральному каналу к чехлу тангенциально расположенным отверстиям в нижней части золотника. Длительный опыт эксплуатации вращающихся золотников показал их высокую надежность, неподверженность износу и хорошую чувствительность. Частота вращения золотника составляет 13,3–16,6 с⁻¹. В средней части золотника расположен рабочий поршень, регулирующий слив масла из под поршня сервомотора.

Как уже отмечалось, импульс на отсечной золотник поступает от регулятора скорости. В том случае, если при передаче импульса наблюдается некоторая пульсация давления масла с определенной частотой и амплитудой, она передается на отсечной золотник и соответствующий сервомотор. Незначительные пульсации не опасны, а даже желательны, так как они приводят к постоянному незначительному перемещению («раскачиванию») всех элементов цепи усиления, что повышает ее чувствительность и надежность. Однако в случае значительных пульсаций давления импульс от масла перемещения сервомотора регулирующих клапанов становится недопустимым, так как вызывают резкое изменение нагрузки на турбоагрегат, а также износ отдельных элементов распределительного механизма и клапанов. Для того чтобы уменьшить влияние этих пульсаций на работу сервомотора, отсекающие кромки рабочего поршня золотника выполнены с перекрышками и вырезами на торцах подвода и слива масла из под поршня главного сервомотора.

Следует иметь в виду, что уменьшение зазора требует значительного повышения точности и чистоты обработки, увеличения твердости сопрягаемых поверхностей золотника и буексы, более качественной очистки масла. Это усложняет технологию изготовления этих элементов и эксплуатацию систем регулирования.

Вопрос уменьшения перекрыш еще более осложняется необходимостью защитить сервомотор от пульсаций импульсного масла. С целью определения оптимальных значений зазоров, перекрыш и формы специальных вырезов на отсечной кромке золотника на заводе были проведены детальные теоретические и экспериментальные исследования, резуль-

таты которых затем проверялись на ряде электродвигателей. На рис. 8-6 представлена зависимость жесткости золотника от перекрыши и радиального зазора при работе на турбинном масле марки Л при температуре масла 50°C и давлении в напорной линии 1,6 МПа.

Для отсечных золотников были приняты радиальный зазор по рабочему поршню 0,15–0,23 мм на диаметр, значение перекрыш 4 мм, вырезы треугольной формы на всю высоту перекрыши. Вырезы в пределах перекрыш осуществляют подвод и слив масла из сервомотора даже при незначительном смещении золотника от среднего (геометрического) положения. Применение вырезов почти полностью исключает нечувствительность, которая могла бы возникнуть при наличии постоянной перекрыши. Кроме того, в пределах перекрыш скорость перемещения главного сервомотора мала. В связи с этим при смещении золотника от среднего положения и соответствующем смещении сервомотора с малой скоростью изменение мощности турбоагрегата будет незначительным. Однако применение больших перекрыш нежелательно, так как это ведет к тому, что при значительных возмущениях вследствие затормаживания золотника в зоне перекрыш быстрое действие системы регулирования будет ухудшаться, в результате чего увеличение частоты вращения при сбросе нагрузки будет несколько завышенным.

Золотник изготавливается из нержавеющей стали 3Х13 с последующей термобработкой (закалкой) его до твердости НВ—370–410. Обработка сопрягаемых с бунксой поверхностей производится по 9-му классу чистоты. Букса изготавливается из хромо-моллибденовой стали с последующим азотированием на глубину 0,2–0,3 мм и твердостью НВ—500–550.

Отсечной золотник (см. рис. 8-5) работает следующим образом. В камеру 1 под пере-становочный поршень через рабочие окна в буксе 9 подводится силовое масло. Проходя во внутреннюю полость 11 золотника 8 силовое масло между конусом самовыключения 6, установленным на крышке 4, и диафрагмой 7 попадает в линию обратной связи (камера 11). Силовое масло в линию обратной связи поступает также через отверстие в корпусе 10, перекрываемое дросселем подпитки 5, позволяющим за счет изменения своего положения изменять расход и давление масла в линии обратной связи. С помощью дросселей 1 и 5 производится настройка последовательности открытия сервомотора регулирующих клапанов свежего пара и сервомоторов клапанов промежуточного пара. В линию перво-

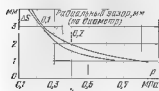


Рис. 8-6 Зависимость жесткости золотника от перекрыши и радиального зазора

го усиления (камера IV) силовое масло поступает через отверстие в диафрагме 2, перекрываемое дросселем подпитки 3.

Рассмотрим работу отсечного золотника, например, при уменьшении частоты сети. Вследствие уменьшения частоты сети частота вращения ротора турбины и соответственно давление импульсного масла на выходе импеллера понизится. Золотник регулятора скорости переместится вниз на некоторое расстояние и прикроет профильные окна во вставках подвижной бумсы, что приведет к уменьшению площади слива и, следовательно, к увеличению давления в линии первого усиления. Увеличение давления в линии первого усиления паршит равновесие отсечного золотника, и он, перемещаясь вниз, за счет уменьшения сечения между конусом самовыключения и диафрагмой уменьшит расход масла в линию обратной связи. Одновременно золотник отсечной кромкой подвигает масло под поршнем сервомотора. При своем перемещении сервомотор конусом обратной связи увеличивает площадь слива из линии обратной связи и уменьшает в ней давление. Уменьшение давления в линии обратной связи возвращает отсечной золотник в среднее положение, останавливая сервомотор в новом положении равновесия, соответствующем новому давлению в линии первого усиления, т. е. новой частоте вращения.

В случае сброса электрической нагрузки частота вращения ротора турбины резко возрастает. Вследствие этого золотник регулятора скорости откроет не только профильные окна во вставках бумсы, но и прямоугольные окна в направляющих лопатках. При этом давление масла в линии первого усиления снизится настолько, что отсечной золотник переместится в крайнее верхнее положение и будет всем сечением окон в бумсе дренировать масло из-под поршня сервомотора, который под действием пружин резко закроется. По мере уменьшения частоты вращения давление в линии первого усиления будет возрастать, так как золотник регулятора скорости опускается и уменьшает площадь слива через профильные окна до тех пор, пока отсечной золотник не установится в среднее положение и не приоткроет регулирующие клапаны на величину, необходимую для поддержания частоты вращения к лостого хода турбины.

На основании приведенных динамических расчетов видно, что энергосодержание пара в системе промпрегрева достаточно велико и способно разогнать турбину при сбросе на грузки примерно до 70 с^{-1} . Следовательно, необходимо обеспечение максимального быстрого действия прежде всего клапанов промпрегрева. С этой целью в конструкции отсечных

золотников предусмотрен ускоритель отсечного золотника промпрегрева. Конструктивно он выполнен следующим образом. При установившемся режиме работы золотник главного сервомотора своей нижней бочкой перекрывает нижние окна в бумсе, к которой подводится масло из линии обратной связи. В случае сброса нагрузки отсечной золотник главного сервомотора в результате резкого падения давления в линии первого усиления перемещается вверх, открывая нижним поршнем окна в бумсе. Это приводит к падению давления в линии обратной связи золотника сервомоторов промпрегрева, его равновесие нарушается, и он, перемещаясь вверх, быстро закрывает клапаны промпрегрева.

Перекрышка по окнам ускорителя выполнена на 2 мм больше перекрыш по рабочему поршню, что обеспечивает работу ускорителя только при сбросе нагрузки. Благодаря этим мерам отсечной золотник промпрегрева перемещается на закрытие сервомотора с минимальным запаздыванием относительно перемещения сервомотора регулирующих клапанов высокого давления.

Для удаления воздуха, содержащегося в масле, поступающего к отсечным золотникам, в верхних камерах последних установлены воздушники.

При ревизии и ремонте отсечных золотников необходимо обратить внимание на состояние трудящейся поверхности золотников и бумсы. При необходимости для устранения задиров или заусенцев разрабатывают или фрезами делают тонкой промасленной шкуркой с последующей тщательной промойкой. При этом зазоры по всем поршням золотника должны быть в пределах $0,15-0,23 \text{ мм}$ на диаметр.

Состояние производных шпильки, установленных в корпус, имеет немаловажное значение для нормальной работы отсечных золотников. Поэтому при ревизии необходимо убедиться, что они не заперены.

Путем замеров следует убедиться, что перекрыши по рабочим поршням составляют $4-0,05 \text{ мм}$. Необходимо также проверить установку конусов самовыключения относительно соответствующих диафрагм: при выступании конусов на 10 мм от верхнего торца крышки и среднем положении золотника коническая часть конусов самовыключения относительно торцов диафрагм должна находиться на половине своей высоты.

Следует проверить состояние сопел обеспечивающих вращение золотников, при необходимости прочистить и прогнать их ежечасно воздухом. Убедиться, что горизонтальные оси сопел перпендикулярны вертикальной оси золотника а отверстия развирнуты под углом 180° .

Во время эксплуатации возможно появление натиров на конусной части дифференциальной бумсы. Разрешается устранять эти натеры механическим путем, при этом увеличение хода золотника на открытие сервомотора не должно превышать 8 мм; ход золотника на закрытие сервомотора должен составлять 26 мм.

После установившегося состояния необходимо проверить, что они легко перемещаются в бумсах, а затем тщательно зачистить стороны гайки конусов самовыключения и дросселей подпитки.

Для переключения регулирующих клапанов турбины используется поршневой сервомотор одностороннего действия, управляемый отсечным золотником.

В одностороннем сервомоторе масло от насоса через отсечной золотник поступает только для перемещения поршня сервомотора на открытие клапанов. В момент закрытия масло из под поршня сервомотора дренируется и сервомотор под действием пружин сжатия закрывается.

К клапанам турбины не предъявляются требования повышенного быстродействия при открытии, поэтому производительность маслоснабжения выбрана сравнительно небольшой. При этом соответственно уменьшается затраченная мощность на привод маслоснабжения, что является важным преимуществом односторонних сервомоторов. Преимущество таких сервомоторов заключается также в том, что при исчезновении давления масла (разгерметизация силовых фланцев, поломка зубчатой муфты, соединяющей насос с ротором турбины, и т. д.) регулирующие клапаны закрываются под действием установленных в сервомоторе мощных пружин, имеющих достаточный предварительный натяг для того, чтобы усилия от них, действующие на закрытие клапанов, были значительными на всем диапазоне хода сервомотора.

Геометрические размеры сервомотора (диаметр поршня, диаметр направляющих втулок) выбраны таким образом, чтобы усилие, которое создается от давления силового масла на поршень сервомотора, с одной стороны, превышало максимальное усилие, действующее на шток поршня от регулирующих клапанов турбины, с другой стороны. В процессе эксплуатации приходится иметь дело с увеличением сил трения, в результате чего возрастают усилия, требующиеся для перемещения поршня сервомотора. Учитывая это, усилие, развиваемое сервомотором, выбрано с запасом, равным 1,6 (по отношению к расчетному).

Главный сервомотор (рис. 8.7) расположен в изолированном отсеке левого крыла опоры переднего подшипника и установлен наклонно к плоскости горизонтального разреза турбины. Подвод масла из рабочей линии под поршень 14 сервомотора, а также из линии обратной связи к конусу 13 осуществляется посредством маслосоединителей, расположенных внутри опоры переднего подшипника. Дренаж масла из линии обратной связи осуществляется через отверстия в корпусе 12 непосредственно в опору.

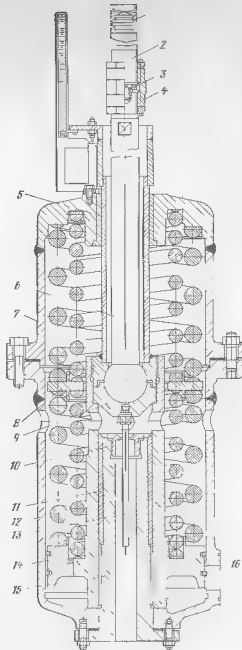


Рис. 8.7 Сервомотор регулирующих клапанов высокого давления

Корпус сервомотора и крышка 7 выполнены сварно литыми из углеродистой стали. С целью предохранения этих деталей от коррозии они подвергаются антикоррозионному азотированию.

Поршень перемещается в двух направляющих латунных втулках 5 и 11. Верхняя втулка 5 запрессована в крышку, нижняя втулка 11 установлена в стакане 15, имеющем центральный канал для подвода масла в линию обратной связи. В стакане жестко за-

Характеристики основных пружин системы регулирования

Параметр	Пружина регулятора сервомотора		Пружина сервомотора регулирующего клапана		Пружина термомотора				
	б/з вырубного устья	полн. шайба	Внутренняя	Наружная	Биметаллический	Биметаллический сервомотор		Вид рычагов сервомотора	
						Наружный	Внутренний	Центровой	Внутренний
Коэффициент жесткости, Н/мм	9	20,4	149	218	43,4	85,5	50	136	127
Средний диаметр вышка, мм	85,5	10	928	315	63	432	340	255	185
Диаметр прокладки, мм	7	7	32	40	10	40	80	34	28
Длина в свободном состоянии, мм	67	191	411	382	140	536	580	419	413
Полное число витков	6	23	7,5	5,5	13	5,5	7	7,5	9
Число рабочих витков	4	17,5	5,5	3,5	9	3,5	5	5,5	7
Материал пружины	Сталь углеродистая				Сталь кремниевая				

креплена диафрагма обратной связи 10. Передача усилия с поршня сервомотора к распределительному валу привода регулирующего клапана осуществляется посредством штока 6, соединенного с поршнем сферическим шарниром, установленным в опоре 9. В опоре сферического шарнира ввернут конус 13 обратной связи, стопорение которого осуществляется гравированной шайбой. Установка конуса относительно диафрагмы производится таким образом, чтобы при полном ходе сервомотора на открытие клапана оставался запас по длине конуса не менее 5 мм.

С целью предотвращения протечек масла из-под поршня в дренажную камеру сервомотора на поршне установлены два поршневых кольца 16, изготовляемые из серого чугуна.

Необходимо отметить, что при разработке конструкций односторонних сервомоторов со значительным ходом вызывает затруднение размещение пружины малой жесткости, поддерживающей большие усилия, вследствие значительного предварительного натяжения. Так как увеличение объема сервомотора ограничено, то уменьшение жесткости может быть достигнуто увеличением числа витков.

Однако увеличение длины пружины путем увеличения числа витков ограничивается устойчивостью пружины, т.е. отношением свободной длины к среднему диаметру пружины. Поэтому для сервомотора была применена так называемая сложная пружина, состоящая из четырех пружин, установленных попарно на присажке 8, имеющей по периферии скосы для прохода масла. Таким образом,

получается последовательное соединение пружин (табл. 8.1). С целью повышения устойчивости прочности и долговечности пружины они подвергаются антикоррозионному азотированию.

Передача усилия от сервомотора к шестерне распределительного механизма осуществляется посредством рейки 1, установленной на тяге 2 и застопоренной относительно нее штифтом.

Учитывая опыт эксплуатации первых турбин, когда наблюдался случай поломки рейки вследствие несовпадения геометрической оси рейки с осью сервомотора, заводом была разработана и внедрена на всей серии турбин К-160-130 конструкция рейки, в которой было исключено появление изгибающего момента на ее зубьях. Это мероприятие также свело к минимуму износ зубьев рейки и шестерни распределительного механизма.

Для однозначности настройки парораспределения между торцами штока и тяги сервомотора установлено дистанционное кольцо 3, закрепленное на штоке сервомотора винтом. Соединение тяги со штоком осуществляется с помощью муфты 4, стопорящейся двумя гайками, имеющими правую и левую резьбы. На крышке установлены шкала и электрический датчик перемещения с конечным выключателем, регистрирующие положение поршня сервомотора (по месту и дистанционно).

Перед разборкой сервомотора необходимо предварительно поставить метки на трубе поршня и крышке, а также на фланце крышки и фланце корпуса с тем, чтобы в дальнейшем не перепутать указанные детали относительно друг друга. Перед снятием крышки сервомотора необходимо сначала отвернуть гайки со штифтов,

а затем выворачивать болты, равномерно сжимая натяг пружин.

Следует проверить состояние поверхностей на направляющих втулках и зеркале цилиндра. При наличии задиров или натиров их устраняют шабровкой. Тщательно убедиться, что зазоры по направляющим втулкам составляют 0,23–0,285 мм диаметр, ход поршня — 270 мм, а суммарный натяг пружин — 40 (внутренних) и 46 мм наружных.

Для обеспечения нормальной работы сервомотора необходимо тщательно контролировать расстояние от торца корпуса до диафрагмы — этот размер должен составлять 275 мм.

Необходимо убедиться в качестве сборки шарнирного соединения. Блок сервомотора должен лежать свободно, в шарнирных опорах не должно быть люфта. Особое внимание следует обратить на качество поперечности поршневых колец и свободу перемещения их в проточках поршня. Необходимо тщательно контролировать взаимный зазор между поршневыми диаметрами колец и цилиндром. Этот зазор не должен превышать 0,03 мм по сторону. В случае необходимости выполняется шлифовка колец.

8-6. Блок сервомоторов промпрегрева

В качестве привода клапанов промжетоного перегрева пара служат блоки сервомоторов, управляемые одним отсечным золотником. Блок сервомоторов (см. рис. 7-13) состоит из двух односторонних пружинных сервомоторов: наружного, управляющего стопорным клапаном промпрегрева, и внутреннего, управляющего регулирующим клапаном промпрегрева. Наружный и внутренний сервомоторы своими штоками соединены при помощи муфт 12 и 21 соответственно с поршневым и внутренним штоками блока клапанов. Для обеспечения необходимой надежности работы блока клапанов и сервомоторов конструкция их выполнена таким образом, что внутренний шток и поршень внутреннего сервомотора nigdy не соприкасаются с неподвижными деталями.

Наружный сервомотор может иметь только два положения — «открыт» и «закрыт», которые фиксируются конечными выключателями, установленными на корпусе блока сервомоторов. Управление поршневым сервомотором осуществляется масляным выключателем. Золотник 20 масляного выключателя, находясь в бугре 19, нагружен давлением масла линии защиты и уравновешен усилием пружины растяжения (см. табл. 8 I). При рабочем давлении масла в линии защиты золотник находится в нижнем положении, закрывая нижним поршнем сливной канал из полости наружного сервомотора. При падении давления масла в линии защиты ниже 0,35 МПа золотник под воздействием пружины идет вверх, перекрывает подвод силового масла и соединяет полость под поршнем сервомотора с дренажом стопорный клапан промпрегрева закрывается. Масляный выключатель настраивается на срабатывание от

падения давления в линии защиты путем натяжения пружины винтом 18. Масляный выключатель имеет приспособление для «расхаживания» (перемещения) поршневого сервомотора совместно с внутренним. При этом происходит отсутствие заедания между поршневым сервомотором и корпусом.

Приспособление для «расхаживания» поршневого сервомотора совместно с внутренним представляет собой вентиль, при открытии которого масло из-под поршня наружного сервомотора стравливается в дренаж. Наружный сервомотор вместе с внутренним под действием пружин закрывается.

Внутренний сервомотор управляется отсечным золотником промпрегрева, который подает масло в рабочую линию сервомотора через сверление в корпусе (пространство между поршнем наружного сервомотора и корпусом), откуда через отверстия в поршне масло поступает под поршень внутреннего сервомотора. Внутренний сервомотор может занимать любые промежуточные положения в соответствии с импульсами командных органов системы регулирования.

Уплотнение поршней обоих сервомоторов осуществляется чугунными поршневыми кольцами. Для предотвращения попадания масла наружу через штоки предусмотрены дренажная камера с отсосом и уплотнение наружного штока набивкой.

Конус обратной связи внутреннего сервомотора жестко соединен с поршнем 17. При перемещении корпуса относительно диафрагмы изменяется сечение между ними, а следовательно, расход и давление масла в линии обратной связи. В блоке сервомоторов предусмотрено расхаживающее устройство внутреннего сервомотора, выполненное в виде пробки 16, при повороте которой на 90° (с помощью специальной рукоятки) полость под поршнем отскакивает от рабочей линии и через небольшое отверстие в пробке соединяется с дренажом, что приводит к дренированию масла из-под поршня внутреннего сервомотора и его закрытию под действием пружин (см. табл. 8 I).

В блоке сервомоторов предусмотрено устройство для дистанционного указания положения внутреннего сервомотора, состоящее из датчика перемещения, установленного на крышке, и сельсина приемника, установленного на щите управления турбиной. Приводом датчика служит тяга, жестко соединенная с внутренним штоком.

При ревизии и ремонте блока сервомоторов промпрегрева необходимо обратить внимание на следующее. При снятии крышки необходимо сначала снять гайки на коротких шпильках, а затем равномерно снять натяг пружин, сворачивая гайки с трех длинных шпилек. Необходимо проверить состояние всех трущихся поверх-

постей, в том числе поршневых колец, затяжку конусов в шток и пята и пружин. Обе внутренние пружины должны иметь натяг по 43 мм, обе наружные пружины — по 47 мм. Следует убедиться, что между корпусом сервомотора и наружным поршнем имеется зазор 5 мм, гарантирующий закрытие клапана. После окончания

частичной установки и затяжки крышки сервомотора следует проверить, что конус выступает над диафрагмой примерно на 5 мм. Для обеспечения этого размера необходимо либо подрезать опорную поверхность штока, либо установить под нее металлическую прокладку.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

СИСТЕМА ЗАЩИТЫ

9.1. Принципы построения системы защиты

Паровая турбина относится к классу быстрходных двигателей. Время машины мощностью 150–200 МВт составляет около 8 с, а время повышения частоты вращения от номинальной до предельной (примерно 1,2 $n_{ном}$) — около 2 с. Таким образом, важнейшей защитой турбоагрегата является защита от чрезмерного и недопустимого повышения частоты вращения (разгона). Динамический разгон ротора турбины представляет собой чрезвычайно опасное аварийное состояние и может привести к полному разрушению турбоагрегата.

Существуют два вида защиты от чрезмерного повышения частоты вращения: автомат безопасности, действующий на стопорный клапан, и система регулирования скорости, воздействующая на регулирующие клапаны и ограничивающая повышение частоты вращения примерно на 2% ниже уровня настройки автомата безопасности, который составляет 10–12% номинальной частоты вращения. Таким образом, при сбое полной нагрузки система регулирования скорости должна ограничить повышение частоты вращения на уровне 8–10%. Это обеспечивается соответствующим быстроедействием системы регулирования.

Автомат безопасности представляет собой неустойчивый (астигматический) регулятор, т. е. при его срабатывании перестановочное усилие датчика по мере его перемещения резко увеличивается, что обеспечивает полное перемещение датчика в крайнее положение на закрытие клапанов турбины. При сбое полной нагрузки и отключении турбогенератора от сети система регулирования скорости обеспечивает указанное выше ограничение повышения частоты вращения, затем частота вращения снижается, турбоагрегат переходит на холостой ход и готов к взятию нагрузки. При срабатывании автомата безопасности закрываются все паровпускные органы и турбоагрегат останавливается. Хотя этим исключается повреждение (разрушение) элементов турбины, однако подобное действие защиты следует считать ненормальным, связанным главным образом с недостаточным быстро-

действием системы регулирования скорости или отказом какого-либо ее элемента. Ввиду исключительной важности функций системы защиты турбоагрегата все ее устройства и сама система в целом должны быть достаточно надежными. Из этого требования вытекают основные принципы построения системы защиты:

- 1) независимости от других автоматических систем;
- 2) энергетическая самостоятельность при срабатывании;
- 3) дублирование основных элементов;
- 4) подача дополнительного форсированного сигнала на закрытие клапанов в систему регулирования;
- 5) возможность периодического контроля основных устройств системы.

Рассмотрим более подробно перечисленные принципы. Независимость от других автоматических систем предполагает наличие в системе полностью самостоятельных командных и исполнительных устройств, участвующих в работе только системы защиты. Энергетическая самостоятельность позволяет этим устройствам закрывать клапаны независимо от источника питания рабочей жидкостью за счет собственной энергии, накопленной ранее при открытии клапанов. В рассматриваемой системе элементами, накапливающими энергию, являются пружины, устанавливаемые в сервомоторах и промежуточных устройствах. Дублирование основных элементов значительно увеличивает надежность системы. Прежде всего это относится к механическому автомату (регулятору) безопасности.

Подача дополнительного форсированного сигнала на закрытие клапанов в систему регулирования имеет целью продублировать сигнал регулятора скорости при отказе последнего, а также обеспечить максимальную надежность прекращения доступа пара в турбину закрытием всех клапанов.

Возможность периодического контроля основных устройств позволяет свести к минимуму их отказы. Отмеченное выше дублирование колец регулятора безопасности позволяет производить поочередное опробование каждого кольца при работе турбоагрегата под нагрузкой.

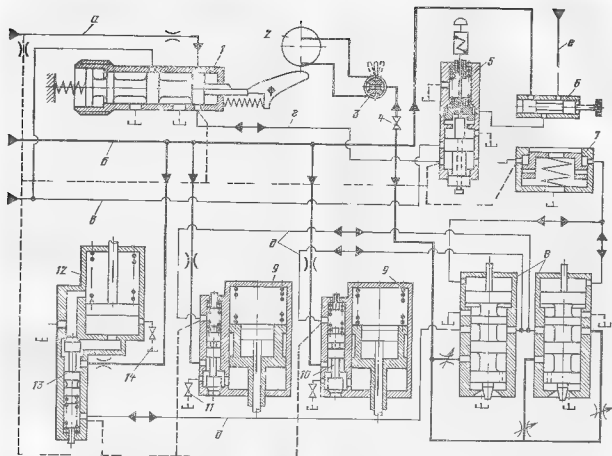


Рис 9.1 Схема защиты турбины

а е линии соответственно смывки, смазки, первого усиления системы регулирования, защиты, масляных выключателей и импеллера

Сервомоторы стопорного клапана и клапанов промпрегрева позволяют производить ихкрытие на часть хода («частичное рас-
хаживание»).

В системе защиты, кроме механического автомата безопасности 2, установлен гидравлический автомат безопасности 5 (рис 9.1), который срабатывает при повышении давления в линии импеллера, вызванном увеличением частоты вращения ротора турбины. Он также срабатывает при воздействии защит блока на электромагнит автомата.

Система защиты турбоагрегата срабатывает в следующих случаях

- 1) при повышении частоты вращения ротора турбины на 11—12% выше номинального
- 2) при недопустимом снижении давления масла в системе смазки;
- 3) при недопустимом падении давления свежего пара в системе регулирования;
- 4) при недопустимом осевом смещении ротора турбины;
- 5) при недопустимом ухудшении вакуума;

6) при воздействии оператора на кнопку гидроавтомата со щита управления или вручную непосредственно у турбоагрегата.

Падение давления масла в линии защиты вызывает перемещение золотников блока 8, что вызывает падение давления масла в линии масляных выключателей 6. В свою очередь это приводит к срабатыванию золотников масляных выключателей 10, 13 и закрытию стопорного клапана свежего пара посредством сервомотора 12 и клапанов промпрегрева пара посредством сервомоторов 9. При падении давления масла в системе смазки подается импульс в блок золотников защиты 8, причем падение давления под золотниками приводит к их перемещению и падению давления в линии масляных выключателей, т. е. к закрытию стопорного клапана свежего пара и клапанов промпрегрева.

Падение давления в системе смазки приводит к падению давления в линии защиты через дроссельное сечение, соединяющее систему смазки с линией защиты. Это вызывает

срабатывание пружины блокирующего устройства 7 и золотника гидравлического автомата безопасности

При падении давления в силовой системе главный сервомотор и сервомоторы промергива перемещаются на закрытие клапанов, так как все сервомоторы выполнены односторонними, т.е. односторонними

Опыт первого этапа эксплуатации показал, что большое значение имеет способ включения защитных устройств в линию защиты. На первых образцах турбин схема защиты была выполнена с параллельно включенными устройствами (на рис. 91 показана пунктирными линиями). В процессе работы выявился серьезный недостаток такой схемы, который выражался в следующем: большим временем прохождения импульса в схеме (время от подачи импульса на закрытие до полного закрытия стопорных клапанов). Такое недостаточное быстродействие системы защиты объяснялось наличием постоянной подпитки линии защиты, вследствие чего замедлялось падение давления в ней. Последовательное включение защитных устройств позволило при их срабатывании производить отсечку линии защиты, что значительно ускорило процесс падения давления

В процессе эксплуатации возникла необходимость устранить взаимное влияние золотников масляных выключателей сервомотора стопорного клапана и стопорных сервомоторов клапанов промергива. Это влияние заключалось в том, что при существующем допуске настройки пружин выключателей невозможно обеспечить их одновременное срабатывание, причем срабатывание первого (по фактический настройке) выключателя приводило к замедлению срабатывания остальных выключателей из-за кратковременного повышения давления в линии защиты при перемещении золотника под действием пружины. Недостаточное быстродействие было устранено путем разделения линий, управляющих масляными выключателями и путем повышения давления в вышеуказанных линиях. Для этого было введено новое устройство - блок золотников защиты 8.

Схема защиты дает возможность производить проверку защитных устройств без срабатывания всей схемы, т.е. без останова турбоагрегата.

Конструкция механического автомата безопасности позволяет путем подвода масла к кольцам менять их центробежную силу при номинальной частоте вращения ротора, вызывая их выбивание. Конструкция исполнительного механизма автомата безопасности 1 (ограничителя мощности) позволяет перемещать рычаг, на который воздействуют кольца ав-

томата, и поочередно выводить его из под одного из колец. Поворотом рукоятки поворотного золотника 3 и открытием вентилей 4 осуществляется подвод масла к тому кольцу автомата, из-под которого выведен рычаг исполнительного механизма. Выбывание испытуемого кольца контролируется указателем тем выведенными на крышку опоры переднего подшипника.

Сервомотор стопорного клапана 12 снабжен вентилем 14, позволяющим опробовать стопорный клапан на часть хода без изменения режима работы турбины. При открытии вентилей снижается давление масла под поршнем сервомотора, что приводит к его перемещению на закрытие до тех пор, пока стержень не перекроет отверстие, соединяющее полость сервомотора с вентилем. Закрытие вентилей приводит к восстановлению давления под поршнем и открытию клапана на полный ход. Вентиль 11 предназначен для «раскачивания» стопорных сервомоторов и клапанов промежуточного перегрева пара

Конструкция гидравлического автомата безопасности не позволяет производить проверку его работы без срабатывания защиты. В противном случае это снижало бы его надежность и надежность ввода в систему электрических защит, ибо на турбинах К-160-130 отсутствует дублирование гидравлического автомата как по электрической, так и по гидравлической части. Однако при любом, даже кратковременном останове можно проверить работу гидравлического автомата безопасности подачей электрического сигнала на электромагнит. Такую же проверку можно осуществить подачей силового масла к поршню гидравлического автомата посредством золотника 6. В этом случае, помимо работы штока и золотника проверяется работа поршня

Особенностью рассматриваемой схемы защиты является наличие блокировки, не позволяющей открыть стопорные клапаны турбины при открытых регулирующих клапанах и тем самым вызвать быстрый разгон ротора турбины во время пуска. Эта блокировка в схеме решена двумя способами, не зависящими друг от друга.

Мощность сервомотора стопорного клапана свежего пара выбрана такой, что при перепаде давлений пад и под клапаном, равном 0,5 МПа, она становится недостаточной для открытия клапана. Ход разгрузки клапана рассчитан таким образом, что незакрытие любого из регулирующих клапанов свежего пара не позволит достичь вышеупомянутого перепада и открыть стопорный клапан

В конструкции регулятора скорости предусмотрено гидравлическое блокирующее устройство 7, открывающее дополнительный

слив из линии защиты. При выбитом блокирующем устройстве невозможно поднять давление в линии защиты взведением золотников ограничителя мощности и гидроавтомата, т. е. невозможно открыть стопорные клапаны. Для «взведения» блокирующего устройства необходимо переместить буксу регулятора скорости (синхронизатора) в крайнее нижнее положение. При этом нижним торцом буквы поршень блокирующего устройства отжимается в рабочее положение, перекрывая дополнительный слив из линии защиты. Это позволяет воздействием на золотник гидроавтомата открыть стопорные клапаны. Поскольку букса регулятора скорости находится в крайнем нижнем положении (в положении «убавить»), есть полная гарантия, что сервомоторы регулирующих клапанов свежего пара и клапаны промергива пара находятся в положении полного закрытия.

Таким образом, подобная блокировка позволяет избежать ошибочных действий оперативного персонала и, кроме того, контролировать состояние регулирующих клапанов при пуске турбоагрегата.

9-2. Механический автомат безопасности

Механический автомат (регулятор) безопасности предназначен для формирования сигнала на срабатывание системы защиты. Нормальный уровень настройки автомата на выбивание колец находится в пределах от 55,7 до 56 с⁻¹. Корпус 3 автомата (рис 9-2) фланцевым соединением крепится к ротору турбины. Качественная и надежная центровка при этом обеспечиваются классным направляющим диаметром Фланец корпуса автомата, выполненный по диаметру больше диаметра шейки ротора в месте крепления, используется в качестве бурта для контроля осевого положения ротора датчиком реле осевого сдвига. Кроме того, корпус автомата используется в качестве промежуточного вала для привода через зубчатую муфту главного масляного насоса турбины. На торце корпуса крепится специальная приемная камера 5, при помощи которой обеспечивается направленный подвод масла к аксиальным и радиальным каналам корпуса автомата, наполняющим маслом полости колец 1 при их испытании на холостом ходу или под нагрузкой при номинальной частоте вращения ротора. При подводе масла через специальные сопла

в камеру а или б происходит опробование соответственно кольца стороны генератора или стороны регулятора. Конфигурация колец автомата, их размеры, форма внутренних полостей выбраны таким образом, чтобы при подаче масла внутрь колец эксцентриситет центра тяжести всей подвижной системы автомата менялся до величины, приводящей к преодолению центробежными силами усилий от натягов пружин 4 и тем самым срабатывания автомата при номинальной частоте вращения.

Прекращение подачи масла к тому или иному кольцу приводит к восстановлению «взведенного» его положения, так как введенное во внутренние полости кольца масло вытесняется через дренажные отверстия.

Необходимостью периодического опробования без повышения частоты вращения сверх номинальной и определяется выбор конструкции автомата (регулятора) безопасности кольцевого типа. Автоматы такого типа, применяемые на многих турбинах других серий, включая атомные, на протяжении длительного времени эксплуатации показали вполне надежную и стабильную работу.

Следует отметить, что в первый период эксплуатации турбин К 160-130 через 2-3 года наблюдаясь случаи нарушения стабильности выбивания колец при контрольных проверках, отклонения уровня частот вращения их срабатывания от контрольных величин, настроенных и проверенных при вводе турбин в эксплуатацию. Исследование этого вопроса в эксплуатационных условиях показало, что причиной снижения стабильности выбивания было явление электростатической эрозии выключков 2 в местах соприкосновения с направляющими втулками. После установки дополнительных втулок 7, изготовленных из фторопласта, являющегося великолепным антифрикционным и изолирующим материалом, полностью исчезло явление электростатической эрозии, снижающее стабильность настройки колец.

Конструкция автомата позволяет производить его быструю разборку для ревизии, а его настройка очень проста. Изменение настраи-

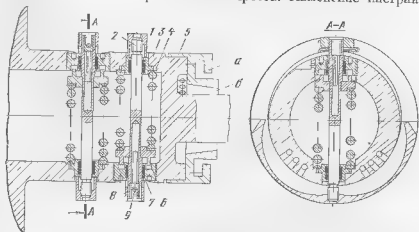


Рис. 9-2 Механический автомат безопасности.

ваемой частоты вращения в больших пределах производится изменением натяга пружин 4 валиками, а тонкая регулировка производится изменением положения регулировочного винта 6, после чего и валик, и винт стопорятся шплинтом 9. На рис. 9-2 поз. 6 — тарелка пружины.

9-3. Исполнительный механизм автомата безопасности

Исполнительным механизмом автомата безопасности, называемым еще ограничителем мощности, является золотниковое устройство, воспринимающее при помощи рычажной системы механический сигнал срабатывания автомата и преобразующее его в гидравлический сигнал для передачи в гидравлические линии связи систем регулирования и защиты. Кроме того, золотниковое устройство может быть использовано для ограничения максимальной мощности, если в таком ограничении возникает необходимость, диктуемая состоянием проточной части турбины или других устройств и систем блока.

Конструкция исполнительного механизма (рис. 9-3) достаточно проста, надежна и удовлетворяет основным принципам, предъявляемым к устройствам защиты (см. § 9-1). Перемещение основного элемента устройства — золотника 6 — осуществляется под действием пружины 3, что определяет энергетическую самостоятельность механизма.

Энергия, необходимая для выбивания золотника, накапливается в механизме сразу же при его установке в рабочее положение, т. е. при сжатии пружины.

Исполнительный механизм позволяет производить испытание автомата безопасности как маслом на холостом ходу и под нагрузкой, так и повышением частоты вращения ротора.

Рассмотрим детально конструкцию механизма и его работу.

При рабочем (введенном) положении золотник усилием пружины прижат к фиксирующему торцу основного рычага 7. При этом положении золотника на его указателе 2 виден второй контрольный пояска. Букса 5 находится нормально в положении полной нагрузки по своему стрелочному указателю, не показанному на рисунке из-за сложности его изображения, т. е. в положении упора в корпус своим резьбовым выступом. Такое взаимное расположение золотника и буксы гарантирует отсутствие слива масла из ка-

меры б, т. е. из линии первого усиления, и из камеры 2, соединенной с линией защиты.

Срабатывание любого колпа автомата безопасности приведет к повороту вокруг своей оси рычага 8. Поскольку рычаг 8 находится в постоянном контакте с основным рычагом 7, имеющим ту же ось вращения, оба рычага повернутся одновременно и фиксирующий торец основного рычага освободит хвостовик золотника. Пружина переместит золотник до упора в буксу, соединив камеры б и 2 с дренажными камерами а и в, что вызовет падение давления в линиях 1-го усиления и защиты, т. е. закрытие регулирующих и стопорных клапанов. Таким образом, в исполнительном механизме автомата безопасности соблюден также принцип дублирования (повторения) сигнала на срабатывание в несрабатывающую по какой-то причине или сработавшую неудовлетворительно систему регулирования, приведшую к срабатыванию автомата безопасности.

Установка золотника в рабочее положение производится перемещением буксы в направлении «убавить» при помощи маховика 1. При этом рычаги 7 и 8 под действием своей пружины повернутся в рабочее положение и золотник будет зафиксирован во введенном (рабочем) положении при сжатой пружине 3, что контролируется указателем золотника. Вращением маховика в направлении «прибавить» букса 5 выводится в положение, изображенное на рис. 9-3, т. е. в положение полной нагрузки.

Как было сказано выше, конструкция механизма позволяет производить испытание автомата безопасности. Это достигается возможностью перемещать рычаг 8 вдоль своей оси при помощи рукоятки 9 с механической передачей. Следует заметить, что рычаг 8 имеет форму двужубой вилки, каждый зуб которой воспринимает механическое перемещение соответствующего колпа автомата. Перемещение же рычага вдоль своей оси позволяет выводить его из под одного колпа, давая возможность его испытывать при этом из под второго колпа рычаг выведен один из колец автомата не выходя из работы систему защиты, поскольку из испытываемого в этот момент второго колпа в состоянии воз-

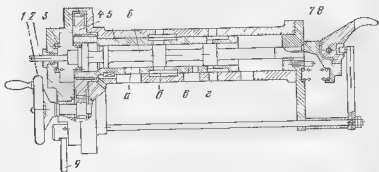


Рис. 9-3. Исполнительный механизм автомата безопасности.

действовать на соответствующий зуб выходящего рычага 8. Возможность перемещения этого рычага может быть использована при испытании автомата безопасности при повышении частоты вращения ротора. На первом этапе испытание производится при среднем положении рычага до срабатывания любого кольца автомата без опасности, на втором этапе для проверки настроек колец, срабатывающего при бо́льшей частоте вращения ротора, рычаг выводится из под срабатывающего раннее кольцо.

Комплекс необходимых операций при испытании автомата безопасности как на описываемом устройстве, так и на других узлах системы дан в заводской инструкции по наладке регулирования. Порядок проведения испытаний автомата безопасности маслом при вращении частоте вращения ротора схематически изображен на специальной табличке, которая врезается на стальные опоры переднего подшипника рядом с исходным точечным механизмом автомата безопасности.

Для обеспечения максимальной надежности работы механизма в условиях, когда зазоры между неподвижными золотником и буксой могут быть занесены механическими примесями в масле или шламом, поверхности этих деталей во избежание задиоров выполнены с высокой твердостью. С этой целью золотник выполнен каленым из нержавеющей хромистой стали, а букса азотированной из хромомолибденовой стали, что одновременно решает проблему антикоррозионного покрытия.

Для использования описываемого механизма в качестве ограничителя мощности не обходимо вращением маховика 1 в направлении «вперед» перемещать буксу до тех пор, пока начнет открываться окно, соединяющее камеру в с дренажной камерой а, что приведет к снижению давления в линии первого усиления и закрытию регулирующих клапанов турбины. При этом давление в линии защиты останется неизменным, поскольку перекрытия по окну в буксе, соединяющему камеру г с дренажной камерой в, велика и перемещение буксы при ограничении мощности не приведет к открытию этого окна.

Следует отметить, что конструкция исполнительного механизма претерпела в процессе накопления эксплуатационного опыта ряд изменений. На первых образцах турбин буксы исполнительного механизма были изготовлены из сталей, золотники не подвергались закалке, что снижало надежность работы золотниковой пары. Основной и подвижный рычаги не имели непосредственного контакта друг с другом. Их взаимное воздействие осуществлялось посредством длинной шпильки, установленной на обеих осях рычагов. При периодических переоборудованиях автомата безопасности вследствие ударной нагрузки, шпилька сминалась и подвижный рычаг на деформированной шпильке задевал полость, когда зазор между зубьями выходящего рычага и кольцами автомата безопасности становился недостаточным. В итоге это могло привести не только к снижению надежности срабатывания исполнительного механизма, но и к выключению его из работы, т. е. к его несрабатыванию при перемещении колец автомата безопасности. Изображенная на рис. 9-3 конструкция обоих рычагов полностью исключает такую возможность.

В связи с тем что букса 5 перемещается при вращении маховика 1 относительно не-

подвижного (введенного и зафиксированного) золотника, есть возможность производить таким образом расклипываемые описываемой золотниковой пары в процессе нормальной эксплуатации. Для этого достаточно перемещать буксу в направлении «вперед» до срабатывания сервомотора регулирующих клапанов на закрытие из того положения, которое к этому моменту определено регулятором скорости. Изменение при этом текущего значения электрической нагрузки на 5-10 МВт не усложнит эксплуатацию блока, тем более что нагрузка должна быть сразу же восстановлена после возврата буксы в положение полной нагрузки.

Следует также отметить, что представлению здесь расклинкивания деталей представлять ограничение под действием газа, заключающееся в значительной разнице золотниковой пары и рычажковой системы при плавном отставании турбоагрегата. И только после этого можно приступать к периодическому расклипыванию исполнительного механизма. По нашему мнению это полностью было бы значительно повысить надежность всей системы выходящих турбин. На рис. 9-3 из-за отсутствия

9-4. Гидравлический автомат безопасности

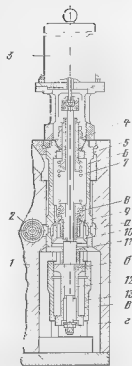
В связи с тем что исполнительный механизм автомата безопасности является одностолбчатным устройством, в системе защиты с целью дублирования применено еще одно устройство, называемое гидравлическим автоматом безопасности. Следует заметить, что это название довольно условное, поскольку не отражает в полной мере выполняемых устройством функций.

Гидравлический автомат безопасности (рис. 9-4) можно разделить на четыре самостоятельных функциональных элемента:

- 1) защитный золотник;
- 2) электромагнит;
- 3) собственно гидравлический автомат безопасности;
- 4) приспособление для опробования гидравлического

Рис. 9-4 Гидравлический автомат безопасности.

1 - корпус блока регуляторов
2 - золотник приспособления
3 - электромагнит
4 - тарелка сферическая верхняя
5 - тарелка пружинная верхняя
6 - втулка
7 - пружина
8 - тарелка сферическая нижняя
9 - тарелка сферическая нижняя
10 - поршень
11 - шток
12 - поршень дифференциальный
13 - букса
14 - камера правого масла от инвертера
15 - камера линии первого усиления
16 - камера линии защиты
17 - камера дренажная



автомата безопасности. Рассмотрим подробнее конструкции, работу и взаимодействие этих элементов.

Защитный золотник представляет собой дифференциальный поршень 12 со штоком 11, перемещающийся в бунке 18 и открывающий при срабатывании ствол из камер б и в, соединенных соответственно с линией первого усиления и линией защиты. Назначением защитного золотника является преобразование механического сигнала срабатывания в гидравлический и передача его в линии первого усиления и защиты для закрытия соответственно регулирующих и стопорных клапанов турбины. Нормальное рабочее положение поршня 12 на верхнем упоре под действием усилия от давления масла линии защиты (камера в) на разность площадей между верхней и нижней бочками поршня. Это усилие с необходимым запасом превышает массы всех подвижных деталей.

Для получения максимальной надежности срабатывания защитного золотника его поршень и шток выполнены таким образом, чтобы исключить возможность появления заеданий из-за их взаимной несоосности. Это достигается большим зазором между штоком и внутренним отверстием в поршне, значительно превышающим зазоры между поршнем и бункой, а также между штоком и его направляющей втулкой. С этой же целью поршень 12 выполнен каленым из нержавеющей хромистой стали, а бунка азотированной из легированной хромомолибденовой стали. Наличие высокой твердости на трущихся поверхностях обеспечивает высокую надежность срабатывания золотниковой пары.

Перемещение поршня 12 вниз до упора происходит только при воздействии на него штока 11, что возможно в следующих случаях:

- 1) при потере давления масла в линии защиты, что определяется особенностью конструкции поршня 12,
- 2) при воздействии на шток усилия от электромагнита или от ручного воздействия оператора,
- 3) при срабатывании и воздействии на шток 11 через гайку 8 поршня 10 гидравлического автомата безопасности.

Электромагнит воспринимает и передает в гидравлическую систему защиты турбины электрические сигналы на срабатывание и преобразует их в механическое перемещение штока 11. Эти сигналы поступают как от электрических защит турбоагрегата (реле осевого сдвига, вакуум реле и др.), так и от блочных защит или ключа оператора на блочном щите.

Недостатком конструкции этого устройства является наличие только одного электромагнита для вывода электрических сигналов в систему защиты турбины, что исключает возможность по нему дублирования этих сигналов. На турбинах выпускаемых заводам в настоящее время, особенно для атомной энергетики, где возможно повышение требований к защите может быть затруднен доступ к турбоагрегату: подобные устройства дублирования полностью исключают электрические сигнализации. Опыт эксплуатации турбин покаывает однако, достаточно высокую надежность воздействия электрических сигналов через электромагнит на защитный золотник.

Собственно гидравлический автомат безопасности, выполненный в качестве устройства, дублирующего механический автомат безопасности, предназначен для подачи импульса на срабатывание системы защиты турбины при достижении ее ротором частоты вращения, превышающей примерно на 11% номинальную частоту вращения. Уставка срабатывания гидравлического автомата предназначена сделана ниже, чем у механического автомата (примерно 12%), чтобы иметь возможность испытать его настройку повышением частоты вращения ротора. В противном случае его проверка невозможна. После окончания проверки гидроавтомата для возможности испытания механического автомата гидроавтомат необходимо временно отключить, установив под муфту, соединяющую шток 11 с электромагнитом 3, механический упор. По окончании проверки автоматов этот упор необходимо снять.

Гидроавтомат представляет собой самостоятельное устройство, собранное во втулке 6. В него кроме упомянутой втулки входят: сферическая гайка 4 с контргайкой, верхняя гайка пружины 5, пружина 7, нижняя гайка пружины 8, сферическая гайка 9 со стопорной пружиной и поршень 10. Конструкция устройства такова, что в собранном виде оно может быть как смонтировано в корпусе, так и демонтировано, что значительно облегчает сборку и пригонку его деталей. Основным деталям гидроавтомата является поршень 10, находящийся нормально на верхнем упоре во втулку 6 под действием усилия пружины 7, превышающего при нормальной работе турбоагрегата усилие от давления масла импеллера, подаваемого в камеру а и воздействующего на разность площадей нижней и средней бочек поршня. При возрастании частоты вращения ротора давление масла, развиваемое импеллером, увеличивается и достигает такого значения, когда усилие от давления масла на поршень превысит усилие пружины, что вызовет перемещение поршня вниз. Даже его незначительное перемещение включит в работу дополнительную площадь поршня, равную разнице площадей его средней и верхней бочек. Воздействие давления масла импеллера на эту дополнительную площадь

приводит к резкому возрастанию усилия, на правящего на перемещение поршня вниз и к ударному воздействию всей подвижной системы (поршень 10, сферическая гайка 9 и нижняя гайка пружины 8) на шток 11.

Следует отметить, что стабильность срабатывания гидроавтомата определяется качеством притирки острой кромки поршня на его средней бочке к конической части втулки 6. Прежде всего контакт по всей окружности должен быть полным, чтобы не допустить подвода масла к дополнительной площади поршня при его упоре во втулку. В противном случае это будет приводить к расстройке автомата и нестабильности его срабатывания. Кроме того, толщина контактного диска на кромке поршня должна быть минимальной, чтобы при практически возможных перетечках масла контактный пояс не представлял собой существенной дополнительной площади, вызывающей расстройку гидроавтомата. При необходимости допускается шлифовка средней бочки для уменьшения площади контактного диска. Однако при этом следует иметь в виду, что шлифовка среднего пояса увеличивает нормальное усилие от давления масла импеллера (при этом необходимо вновь подстраивать пружину, увеличив ее натяг) и уменьшает дополнительно включаемую в работу площадь, т. е. уменьшает переставочное усилие автомата. Поэтому шлифование средней бочки поршня следует производить только в случае крайней необходимости, вызванной неудовлетворительным состоянием контактного пояса и зафиксированной при эксплуатации нестабильностью срабатывания гидроавтомата.

Настройка гидроавтомата производится по инструкции завода при подключении к блоку регуляторов имитирующей линии импеллера с вентилем и образцовым манометром.

Первоначальная конструкция гидроавтомата существенно отличается от описываемой. Прежде всего он не представлял собой отдельного сборного комплекта, что значительно усложняло его сборку, взаимную пригонку деталей и их настройку. Не было предусмотрено сферическая гайка и пружины, компенсирующие возникающие при деформации пружины переставочные усилия. Основная и дополнительная площадь поршня не обеспечивали оптимальные переставочные усилия при срабатывании. Игнорирование поршня на некачающейся стали без последующей термобработки для получения поверхностной твердости приводило к ухудшению качества контактного пояса, а также к повышению чувствительности поршня при его перемещении.

Все это в итоге приводило к значительной нестабильности срабатывания гидроавтомата и даже к заеданию его поршня. Анализ вышеизложенных недостатков в работе гидроавтомата выявил необходимость конструктивного его перестроения. Описанная выше конструкция гидроавтомата является результатом такого перестроения.

Приспособление для опробования гидравлического автомата безопасности в принципе

представляет собой клапан «или или». Золотник приспособления 2, перемещаясь в буксе вдоль оси при помощи маховика, либо соединяет камеру *a* с линией импеллера, либо подводит в эту камеру силовое масло. В первом случае положение золотника приспособления является его рабочим положением при нормальной эксплуатации турбоагрегата. Однако перед любым пуском турбоагрегата, даже после кратковременного останова, необходимо при работе регулирования на пусковом электромагнитном насосе проверить работу гидравлического автомата безопасности подводом к его поршню силового масла.

Описываемая проверка гидравлического автомата обязательна, так как обязательна проверка колец механического автомата безопасности подводом к ним масла при работе турбоагрегата на холостом ходу перед включением генератора в сеть. В обоих случаях основная цель проверки — убедиться в работоспособности автоматов безопасности, без чего недопустима нормальная эксплуатация. Аналогичная проверка гидравлического автомата безопасности масла проводится также перед его испытанием повышением частоты вращения ротора турбины.

9-5. Гидравлический привод стопорного клапана

Гидравлический привод представляет собой односторонний пружинный сервомотор с золотниковым масляным выключателем. В собранном виде оба устройства (рис. 9-5) представляют собою единое целое без каких-либо связывающих их маслопроводов. Особенностью такой конструкции сервомотора (поз. 1 — корпус сервомотора) является слив масла из-под полости сервомотора, находящейся под давлением масла, в верхнюю полость сервомотора при перемещении поршня 4 вниз на закрытие стопорного клапана в случае срабатывания масляного выключателя. Тем самым обеспечивается минимальное время перемещения поршня сервомотора независимо от того, на сколько далеко удален сервомотор от масляного сливного коллектора или маслобака. И, наконец, это позволяет располагать сервомотор на любой отступке машинного зала, даже если маслобак и сливные коллекторы будут расположены выше сервомотора. Последнее обстоятельство имеет исключительное значение, поскольку упрощаются вопросы компоновки оборудования машзала при условии соблюдения максимальной пожаробезопасности. В стопорном клапане описываемой турбины сервомотор расположен в самом пожаробезопасном месте, т. е. вдалеке от горячих поверхностей корпуса

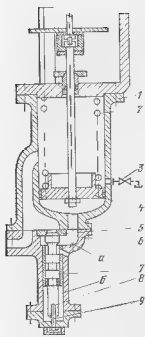


Рис 9б Гидравлический привод стопорного клапана.

клапана и парового дова, а также ниже этих поверхностей. На общее время закрытия стопорного клапана при постоянном собственном времени закрытия сервомотора может влиять только время прохождения гидравлического импульса на срабатывание от командных устройств системы защиты к золотнику масляного выключателя. Однако способ воздействия на это время достаточно много и они не определяют конструкции сервомотора. Ниже будет описан один из примененных способов ускорения прохождения импульса.

Рабочая полость сервомотора, соединенная каналом с камерой а, находится под да-

влением силового масла, подводимого в камеру через дроссельную шайбу. Усилие от давления силового масла перемещает поршень вверх, преодолевая усилие пружины 2 и открывает стопорный клапан.

Камера б находится под давлением масла в линии выключателей. Усилением от этого давления золотник 7 прижат к седлу 5, запирая таким образом камеру а от дренажных полостей. Пружина золотника 8 при этом полностью растянута.

При срабатывании командных органов системы защиты в камере б падает давление масла, золотник в соответствии с принципом энергетической самостоятельности перемещается вниз под действием пружины 8. Перемещение золотника открывает доступ масла нижней полости сервомотора в верхнюю полость. Под действием пружины 2 поршень сервомотора перемещается вниз на закрытие стопорного клапана, вытесняя масло из нижней полости сервомотора и всасывая его в верхнюю полость. Подача сигнала на открытие стопорного клапана приводит к появлению давления масла в камере б, перемещению золотника до упора в седло. В камере а, соединенной постоянно с силовой линией через дроссельную шайбу, возрастает давление, что приводит к перемещению поршня 4 сервомотора вверх. Масло, находящееся в верхней полости сервомотора, вытесняется через

дренажное отверстие в корпусе выключателя б в масляный бак, и сервомотор открывает стопорный клапан.

Сервомотор снабжен расхаивающим устройством 3, позволяющим перемещать сервомотор и стопорный клапан на часть хода, практически не изменяя текущую нагрузку турбоагрегата. На рис. 9-б изображено положение поршня 4, соответствующее полному закрытию клапана. При открытии клапана поршень находится выше отверстия расхаивающего устройства, представляющего собой обычный вентиль с ручным приводом. Открытие вентилья приводит к падению давления под поршнем и его перемещению вниз под действием пружины до тех пор, пока поршень своими поршневыми кольцами не перекроет сливное отверстие. Обычно ход расхаивания стопорного клапана не превышает 10—15% полного его хода.

На турбинах герых образцов система защиты была спроектирована таким образом, что давление в камере б было равно давлению масла в системе смазки, поскольку они были соединены через дроссельную шайбу. Конечно, это обеспечивало максимальную надежность срабатывания стопорного клапана при падении давления масла в системе смазки по любой причине. Однако такая прямая связь имела отрицательную сторону, заключающуюся в том, что благодаря незначительному давлению в системе смазки пружины 8 выключателей были слабыми, что снижало надежность работы золотников выключателей и значительно ухудшало собственное время перемещения золотников, т. е. снижало бы скорость действия системы защиты.

В дальнейшем система защиты была модернизирована, включая и ранее выпущенные турбины. На выключателе сервомотора это сказало в повышении давления масла в камере б, что позволяло установить более мощную пружину 8, значительно усиливая перестановочное усилие на золотнике. Это увеличивало и время самого выключателя, определяемое скоростью вытеснения объема масла из под золотника (камера б). При незначительном ходе золотника выключателя и более мощной пружине эта скорость значительно возросла. Настройка срабатывания масляного выключателя производится и в настоящее время первоначального натяга пружины 8 витком 9. Повышение надежности работы золотниковых пар достигается изготовлением золотника из качественной нержавеющей стали, а буксы из хромоникелевой стали с последующим азотированием.

9-6. Блок золотников защиты

Блок золотников защиты, внедренный в схему защиты при ее модернизации, предназначен для увеличения давления масла в линиях, управляющих масляными выключателями стопорных сервомоторов, а также для исключения взаимного влияния линий путем их разделения. Кроме того, внедряемое в систему устройство должно было сохранить введение импульса до снижения давления в системе смазки и отработку этого импульса, как это было в схеме защиты до ее модернизации, что осуществлялось непосредственным пита-

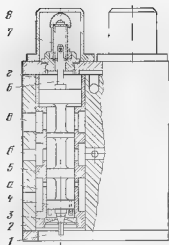


Рис. 9-6 Блок золотников защиты

1 корпус; 2 корпус; 3 — диафрагма 4 — золотник 5 — буска
6 — камера золотника 7 — камера золотника 8 — защитный колпак

нием маслом линии защиты из системы смазки через дроссельную шайбу.

Блок состоит из двух независимых параллельно работающих золотников, находящихся в равновесии под действием усилий от давления масла сверху из системы смазки, снизу — силового масла переменного давления. Давление в камере *a* каждого золотника настраивается собственным дросселем подпитки (см рис 9-1) таким образом, чтобы при номинальном давлении масла в системе смазки оба золотника находились в среднем положении, как показано на рис. 9-6. В этом случае камера *b*, являющаяся началом линии масляных выключателей, и дренажная камера *в* разделены средней бошкой золотника. При падении давления в камере *г*, что свидетельствует о срабатывании командных органов системы защиты либо о падении давления масла в системе смазки, золотники блока под действием силового масла переменного давления перемещаются вверх, соединяя камеру *b* с дренажом. Это приводит к падению давления в линиях выключателей и срабатыванию сервомоторов стопорного клапана свсжего пара и клапанов промпрегрева.

Для увеличения надежности срабатывания золотники выполнены вращающимися. Для их изготовления применена каленая нержавеющая сталь. Конусы золотников образуют под золотниками камеры переменного давления, выполняющие роль гидравлических пружин. Это позволяет золотникам «отслеживать» своим положением изменение давления в системе смазки, соединенной с камерой *г*, таким образом, чтобы при падении этого давления до аварийного уровня кромки средних бошек золотников начинали открывать окна дренаж-

ной камеры *в* в бусках, срывая давление в камере *б*.

Конструкция блока золотников защиты предусматривает его установку непосредственно на масляном баке, что позволило существенно развить площади дренажей, обеспечивающих максимальное быстрое действие всей системы защиты. Однако установка блока на масляном баке потребовала уменьшения вертикального габарита этого устройства так как расстояние между верхней отметкой бака и площадкой отметки обслуживания невелико. И только применение вышесчисленной гидравлической пружины позволило до минимума сократить размеры блока золотников защиты и, таким образом, произвести модернизацию системы защиты и значительно повысить ее быстродействие. При этом следует отметить, что использование вместо механических пружин гидравлической пружины с подводом силового масла не снижает в описываемой схеме надежности устройства, поскольку исключение давления силового масла приведет к закрытию всех клапанов турбины под действием одно-торонних пружинных сервомоторов.

9-7. Электромагнит защитного золотника

Электромагнит является исполнительным элементом, преобразующим электрический сигнал в перемещение якоря по команде системы защиты либо оператора. Ниже приведены следующие основные технические характеристики электромагнита:

Рабочее напряжение питания	200±20 В
Усилие выбывания	196,12±19,6 Н (20±2 кгс)
Усилие взведения	147,06 Н (15 кгс)
Конструктивный ход якоря	15 мм
Допустимое время нахождения под током	
катушки вытравивания	15 мин
катушки взведения	20 с

Конструкция электромагнита приведена на рис. 9-7.а. В корпусе 2 электромагнита размещены две магнитные системы: система выбывания и система взведения. Системы изолированы друг от друга проставкой 4, выполненной из немагнитного материала — силумина. Обе системы состоят из якоря 3, магнитопровода и катушки. Магнитопровод системы взведения состоит из корпуса, крышки 14, а выбывания — корпуса и крышки 1. Якорь электромагнита является общим для обеих систем и выполнен из материала высокой магнитной проницаемости. Центрируется якорь относительно магнитопровода штоками, закрепленными с торцов якоря. Шток проходит через центральные отверстия в крышках 1, 11, 14 и уплотняется уплотнением 12. Шток нижней части заканчивается полушайбой для соединения с защитным золотником, а верхний — кнопочкой 9, позволяющей вручную перемещать якорь в крайнее положение. Катушка взведения 6 состоит из каркаса и обмотки с электрическими выводами. Обмотка выполнена проводом ПЭВ 1 диаметром 0,51 мм и содержит 4400 витков.

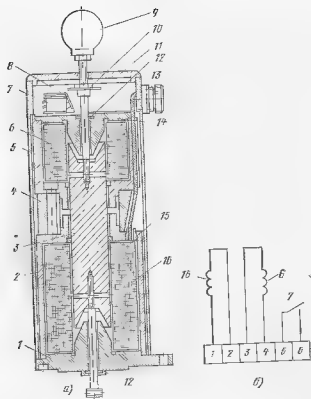


Рис. 9-7. Электромагнит защитного выключателя (а) и схема электрических соединений (б)

Катушка выбивания 16 конструктивно аналогична катушке взведения, но содержит 10 000 витков того же провода. Электрические выводы катушек соединены с разъемом 18. В местах прохождения выводов через отверстие в корпусе установлены втулки 15, выполненные из изоляционного материала.

Схема электрических соединений электромагнита приведена на рис. 9-7, б. Дистанционный контроль положения якоря осуществляется встроеным микропереключателем 7. Регулировка момента включения микропереключателя осуществляется пружиной 8 в положении дятка 10 на штоке. Включение и отключение микропереключателя должно осуществляться при ходе якоря, равном 5-7 мм. При выбивании электромагнита замыкаются контакты микропереключателя и на БЩУ загорается транспарант «Электромагнит выбит». Кожух 5 и крышка 11 предохраняют электромагнит от внешних воздействий. При пуске турбины электромагнит должен быть взведен (якорь в верхнее положение). Взвести электромагнит можно дистанционно с БЩУ ключом управления электромагнитом либо вручную, потянув вверх за кнопку. Выбывание электромагнита происходит при поступлении сигнала от системы защит при воздействии на ключ управления с БЩУ либо при ударе рукой по кнопке.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ, СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

10-1. Парораспределение

На первом этапе эксплуатации турбин были выявлены неполадки в работе распределительных механизмов, которые приводили к заеданиям распределительных валов в подшипниках.

Эти неполадки объяснялись следующими причинами:

- 1) недостаточной жесткостью кронштейнов, на которых крепились кулачковые шайбы и оси рычагов,
- 2) разверкой уровня расположения опор кулачкового вала в результате тепловых деформаций от соприкосновения с горячими частями турбины;
- 3) заеданием кулачковых валов вследствие несовершенства конструкции опор с игольчатыми подшипниками.

На основании анализа опыта эксплуатации и испытаний распределительных устройств измерения температур деталей, определения тепловых расширений и перекосов)

была произведена модернизация распределительного механизма

В новой конструкции турбины устранены заедания и обеспечена полная надежность работы распределительных механизмов при эксплуатации.

В процессе модернизации были внесены следующие конструктивные изменения:

- 1) кронштейны распределительного механизма упрочнены сбечайками, крепящимися четырьмя шпильками к корпусам клапанов и центрирующимися четырьмя шпонками;
- 2) кронштейны снабжены водяными экранами, предохраняющими подшипники от чрезмерного нагревания;
- 3) кулачковые валы выполнены с двумя опорами в виде самоустанавливающихся двухрядных роликовых подшипников;
- 4) средняя часть соединительной муфты выполнена с пазами, а обе полумуфты — с радиальными выступами, что исключило возникновение перекашивающей пары сил на средней части муфты.

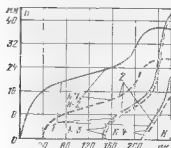


Рис. 10-1. Зависимость хода регулирующих клапанов сего пара h от хода сервомотора H .
1 - на холодной смеси; 2 - при полностью прогретой турбине ($t = 510^\circ\text{C}$). № 1 - № 1 номера клапанов

Наряду с перечисленными недостатками распределительных механизмов, связанных с их конструкцией, следует также отметить влияние тепловых расширений турбины на зависимость хода регулирующих клапанов сего пара от хода их сервомотора (рис. 10-1).

По мере прогрева турбины наружный корпус ЦВД в районе регулирующих клапанов расширяется вверх от разьема примерно на 10 мм. Вместе с ним смещается вверх распределительный механизм относительно клапанов № 1 и 2 (боковые клапаны), расположенных на уровне разьема турбины, что при вводе к закрытию этих клапанов также на 10 мм (рис. 10-1). Для компенсации этого закрытия клапанов необходимо было дополнительно поворачивать кулачковый вал в сторону открытия на величину, соответствующую дополнительному ходу сервомотора примерно 100 мм. Для устранения этого недостатка рабочие профили кулачков № 1 и 2 были смещены таким образом, чтобы обеспечить запаздывание открытия клапанов. На освободившемся участке рабочего профиля была выфрезерована впадина глубиной 10 мм относительно начальной окружности профиля. Ролики рычагов, обкатывающие кулачки кла-

панов № 1 и 2, устанавливаются во впадину за счет удлинения основной тяги стонной муфтой 6 главного сервомотора (рис. 10-2), что увеличивает ход клапанов на 10 мм.

По мере прогрева турбины ход клапанов автоматически уменьшается до расчетного смещением вверх от плоскости разьема турбины осей кулачкового вала, рычага ролика и промежуточного рычага при неизменном положении оси рычага клапанов № 1 и 2.

10-2. Мероприятия по повышению устойчивости и быстродействия системы регулирования

Как подтвердили статические и динамические исследования системы регулирования, существенным недостатком ее работы является ее повышенная пульсация давления масла. Отсечение золотников с увеличенными перекрытиями ограничивают зону распространения пульсаций, являясь своего рода фильтром посылного сигнала. Однако, предохраняя сервомотор от пульсаций, большие перекрытия лишают отсечной золотник его основного свойства способности жестко управлять сервомотором, т. е. развивать в сервомоторе максимальное усилие при малом смещении золотника от среднего положения. Кроме того, применение больших перекрытий снижает быстродействие системы регулирования в случаях сбросов нагрузки.

Исследования, выполненные на электростанциях, показали, что для повышения устойчивости системы регулирования необходимо выполнить ряд мероприятий.

1. Для устранения пульсаций импульсного масла следует разделить всасывающие линии импеллера и главного масляного насоса, а также создать постоянный напор на входе импеллера. Реконструкция импеллера состояла в следующем: отверстия, через которые импеллер питался маслом из улитки главного масляного насоса, были заглушены; отверстия, соединяющие вход импеллера с его переливной камерой, были увеличены для образования общего всасывающего канала; над переливной камерой установлена питающая емкость и к ней подведено масло из всасывающей патрубки главного масляного насоса (см. рис. 5-3).

2. Для устранения подпора масла под золотником регулятора скорости увеличены сливные сечения на выходе масла из нижней части корпуса и выполнен дополнительный слив масла из средней части корпуса регулятора. На одном из регуляторов был установлен кольцевой экран для предохранения пружины золотника от ударного воздействия струи сливаемого масла. Однако ощутимого

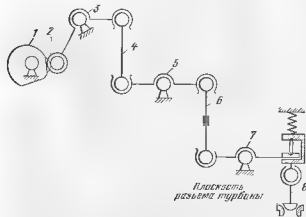


Рис. 10-2. Кинематическая схема привода от кулачкового вала к масляному клапану № 1

1 - кулачок клапана № 1, 2 - ролики, 3 - рычаг ролика, 4 - промежуточный рычаг, 5 - промежуточный рычаг, 6 - тяга со стонной муфтой, 7 - рычаг клапана, 8 - клапан № 1

повышения устойчивости регулятора после установки такого экрана не было получено, поэтому от него в дальнейшем отказались.

3. Для уменьшения примеси воздуха в масляной системе улучшена деаэрирующая способность масляного бака. Реконструкция бака заключалась в уплотнении чистого отсека, через стенки которого проходят подвижные маслопроводы, и установке горизонтального и вертикального листов всасывающего патрубка главного инжектора для исключения образования воронок.

4. Для удаления воздуха из маслосистемы установлены в местах вероятного его скопления продувочные ниппели малого диаметра («воздушники»). Выход воздуха через малые отверстия диаметром 1-1,2 мм не вызывает заметной пульсации давления, так как расход масла через них ограничен. «Воздушники» установлены в верхних точках следующих маслопроводов и камер: на силовой линии перед блоком стечных золотников (кроме того, для задержки воздуха в районе воздушника в верхней половине трубы силового масла установлены две поперечные перегородки), на блоке стечных золотников из верхних точек камер; на линии обратной связи левого сервомотора промперегрева; на рабочих линиях к главному сервомотору и к левому сервомотору промперегрева; на поршнях сервомоторов регулирующих клапанов промперегрева; на улитке всасывающей линии главного масляного насоса.

В результате выполненной реконструкции амплитуда пульсации масла уменьшилась, исчезла низкочастотная пульсация давления импелера. Поэтому пульсация золотников также резко уменьшилась, так как на высокочастотную пульсацию они не реагируют. Возросла стабильность работы отсечного золотника и главного сервомотора. Импелер и регулятор скорости полностью обеспечивают устойчивую работу регулирования на всех эксплуатационных режимах.

Узким местом системы регулирования в начальный период эксплуатации было также недостаточное быстродействие органов регулирования. Для повышения их быстродействия были внесены некоторые конструктивные изменения. Так, ход регулирующих клапанов промперегрева уменьшен со 140 до 90 мм, на 30 мм увеличен начальный натяг пружин. Увеличены сечения масляных каналов в блоке стечных золотников и в сервомоторах промперегрева. Выполнен ускоритель отсечного золотника сервомоторов промперегрева: к нижнему поршню стечного золотника главного сервомотора подведено масло из линии обратной связи сервомоторов промперегрева. Ускорение отсечного золотника промперегре

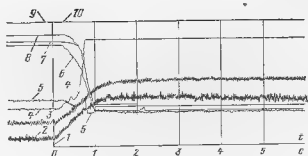


Рис 10-3 Осциллограмма ряда параметров агрегата при сбросе электрической нагрузки ($N=150$ МВт)

1 — ток статора генератора; 2 — давление масла в импелере; 3 — переключение золотника регулятора скорости; 4 — пересечение стечного золотника; 5 — давление в линии первого ускорения; 6 — переключение сервомотора давления своего вала; 7 — переключение серво скорости давления промперегрева; 8 — переключение автомата безопасности; 10 — напряжение на сети

ва достигается быстрым сливом масла из линии обратной связи при смещении отсечного золотника главного сервомотора из среднего положения вверх на величину перекрытия сливного окна. Уменьшены перекрытия отсечных золотников с 6 до 4 мм. Увеличены диаметры маслопроводов рабочих линий сервомоторов, изменена трассировка, уменьшено число и увеличен радиус гибов.

В результате существенно уменьшилось время «срабатывания» сервомоторов ЧВД и промперегрева. Система регулирования не только успешно справляется с мгновенным сбросом максимальной электрической нагрузки, но и выводит турбину на устойчивую частоту вращения холостого хода. Так, при сбросе нагрузки 150 МВт на турбоагрегате № 7 Приднепровской ГРЭС частота вращения увеличилась на 4,3 с⁻¹, что составляет около 9% (рис 10-3).

10-3. Мероприятия по повышению быстродействия системы защиты

В процессе наладки и эксплуатации турбин выявлялось недостаточное быстродействие системы защиты.

Осциллографирование отдельных параметров элементов защиты выявило:

1) относительно медленное понижение давления импульса у масляных выключателей, что свидетельствует о недостаточном сечении сравнительно длинных импульсных маслопроводов;

2) повышение давления в сливных маслопроводах сервомоторов стопорных клапанов промежуточного перегрева, что замедляет их закрытие;

3) недостаточное быстродействие схемы с параллельным подводом масла к элементам системы защиты.

Для увеличения быстродействия системы защиты была проведена ее частичная модернизация:

1) увеличен диаметр сливных маслопроводов стопорных клапанов промпрегрева, изменена трассировка и выполнен уклон в сторону масляного бака,

2) изменена схема подвода линии защиты к ее элементам

Прежняя схема с параллельным подводом масла к элементам защиты была неспособна быстро снизить давление до величин срабатывания масляных выключателей сервомоторов стопорных клапанов, так как в линию постоянно подводится масло из системы смазки через шайбу диаметром 5 мм. При такой схеме защиты время запаздывания (время от выбивания автомата до начала переключения золотников масляных выключателей)

достигало 0,5–0,6 с. Была разработана схема с последовательным подводом масла: при выбивании автоматов (механического или гидравлического) подвод масла в линию защиты отсекается и давление на тушном участке линии до масляных выключателей падает достаточно быстро. Время запаздывания при новой схеме составило 0,1–0,15 с;

3) увеличено перестановочное усилие на золотниках масляных выключателей. В процессе эксплуатации наблюдались случаи заедания золотников масляных выключателей. Для устранения этого явления было повышено давление масла в линии выключателей путем установки более мощных пружин, что позволяло увеличить перестановочное усилие на золотниках в 5 раз и тем самым повысить надежность работы масляных выключателей, практически исключив их заедание.

ГЛАВА ОДИНАДЦАТАЯ

КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ ТУРБОАГРЕГАТА

11-1. Принципиальная схема КИП

Прежде чем перейти к рассмотрению не стандартной аппаратуры, поставляемой вместе с турбиной, остановимся на принципиальной схеме, согласно которой производится установка контрольно-измерительных приборов и кратко охарактеризуем основные измерения, позволяющие обеспечить эксплуатацию турбины в заданных режимах, экономичность, а главное надежность и безопасность ее работы.

Все измерения можно условно разбить на три группы: 1) эксплуатационные, 2) геологические, 3) измерения механических величин.

Эксплуатационные измерения включают замеры давления и температуры как свежего, так и перегретого пара, вакуума в конденсаторе, расхода тепловой и отдаваемой электроэнергии. Перечисленные параметры не только являются самостоятельными контрольными величинами, характеризующими экономичность турбоустановки, но и служат исходными данными, необходимыми для вычисления удельных расходов, к. п. д. и т. д.

Как отмечалось ранее, особо важное значение приобретает контроль за состоянием турбины при установившихся режимах ее работы (в период пуска, нагружения и останова), когда определяющими факторами являются допустимые температурные напряжения в металле конструктивных элементов турбины. Косвенно эти напряжения оцениваются фактическими температурами и их разностью по толщине фланцев ЦВД, запямы

паровпуска, стенок внутреннего корпуса ЦВД, шпилек ЦВД и ЦСД, а также с помощью измерений ряда механических величин (эксцентриситет, частота вращения, относительные и абсолютные расширения, вибрация и т. д.).

Процесс нормальной эксплуатации турбоагрегата сопровождается временными отклонениями от расчетных значений давления и температуры свежего пара и пара промпрегрева. При этом нет оснований для тщательного контроля за отклонениями в пределах допустимых порогов с точки зрения прочности элементов турбины, поскольку прочность элементов, выполняемых в процессе проскорова турбины, учитывает эти отклонения. Однако выполняемые замеры и контроль преследуют цель максимального приближения этих параметров к расчетным значениям, поскольку они существенно влияют на экономичность установки. При значительных отклонениях от расчетных значений снижается не только экономичность, но и надежность турбины. Отклонения от расчетных режимов могут вызвать перегрузку ступеней из-за тепловых температурных условий, перераспределение тепло и их последствий, увеличение осевых смещений и т. д.

Технологические измерения, к которым относятся замеры давления и температуры, косвенно характеризуют состояние отдельных узлов турбины либо целых систем, таких как системы маслоснабжения и регулирования. По давлению в масляной системе и температуре масла на сливе из подшипников можно характеризовать их работоспособность, по перепадам давления на маслонасосах и фильтрах необходимость их профилактики, а на фильтрах степень их загрязненности и т. д. Состояние системы регулирования характеризуют по давлению рабочей жидкости в силовых и исполнительных линиях.

Аналогично осуществляется контроль за работой регенеративной системы, оценивают

ся эффективность работы подогревателей, конденсатора турбины и т. д.

Измерения механических величин, проводимые на турбине, составляют значительную часть общего объема аналоговых измерений на блоке. Перечислим основные измеряемые параметры.

Частота вращения ротора. Контроль частоты вращения ротора необходим при выполнении операций пуска и останова, прохождении критических частот вращения, настройке автоматов безопасности, а также для синхронизации генератора с энергосистемой.

Эксцентриситет вала ротора. Контроль его необходим для оценки степени искривления роторов, которое может появиться вследствие неравномерного прогрева при пуске либо неравномерного охлаждения при остановах турбины. Искривления роторов, даже крайне меньшие, могут привести к повреждению уплотнений, а также явиться причиной повышенной вибрации турбины.

Относительное расширение ротора позволяет косвенно определить осевые зазоры между вращающимися и неподвижными частями турбины во всех режимах работы и своевременно принять меры для предотвращения заеданий.

Осевой сдвиг ротора позволяет определить смещение ротора относительно упорного подшипника. Значение сдвига зависит от режима работы турбины и характеризует осевую

нагрузку. Кроме того, осевой сдвиг позволяет косвенно судить о степени заноса солями проточной части турбины, что дает основания рассматривать измерение осевого сдвига и как технологическое. Предусмотрена также защита по недопустимому осевому сдвигу.

Абсолютное расширение корпуса турбины характеризует тепловое расширение элементов турбины в осевом и радиальном направлениях. Наиболее важным является расширение в осевом направлении, поскольку оно достигает больших значений.

Вибрация. Контроль за уровнем вибрации подшипников турбины необходим для обеспечения безопасной эксплуатации турбины.

Прослушивание уплотнений позволяет осуществлять контроль за состоянием элементов концевых уплотнений и своевременно принять меры в случае выявления повреждений гребешков уплотнений или заеданий, проявляющихся в виде характерных шумов в диапазоне звуковых частот.

Схема контроля рассматриваемой турбины приведена на рис. 11-1, где указаны места установки КИП. Телотехнический контроль турбины осуществляется приборами государственной системы промышленных приборов и средств автоматизации (ГСП), а также нестандартной аппаратурой, поставляемой заводом совместно с турбиной. Остановимся на стандартной аппаратуре, используемой для измерения температуры и давления

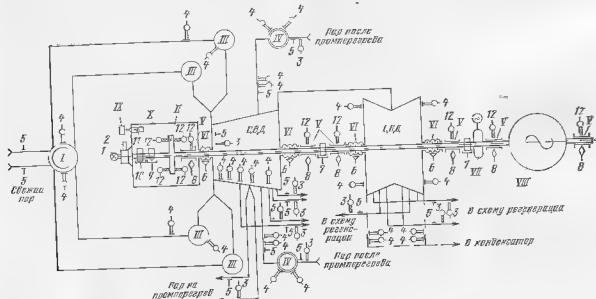


Рис. 11-1. Схема контроля турбины.

I, III — стопорный и регулирующий клапаны; II, 1 — чирные и стопорные клапаны; IV — блок входов преобразователя VI — датчик температуры пара и металла; 5 — датчик давления; 6 — контроль шума и уплотнений; 7 — датчик относительного расширения ротора ЦВД и ЦНД; 8 — контроль вибрации подшипников; 9, 10 — датчик осевого сдвига и эксцентриситета ротора; 11 — контроль абсолютного расширения; 12 — датчики измерения температуры; 13 — датчик вибрации подшипников.

11-2. Измерение температуры и давления

Температурные измерения, проводимые на турбоустановке, основаны и вспомогательным оборудованием, описанном в многообразии и имеют своей целью: во первых, снижение опасности термоусталостных повреждений элементов турбины, а во-вторых, повышение эффективности эксплуатации путем сведения к минимуму отклонений условий работы от расчетных. При этом необходимо выявлять не только те отклонения, которые вызывают немедленный выход оборудования из строя (например, оплавление баббитовой заливки колоды упорного подшипника, ведущее к недопустимому осевому сдвигу ротора), но и отклонения, которые в условиях частых пусков и остановов оборудования накапливаются и могут привести к усталостному разрушению материала.

Кроме рациональной структуры и правильного подбора методов и средств температурного контроля необходимо обеспечить оптимальные формы и хорошее качество отображения поступающей информации. В системах температурного контроля турбоустановки информация может быть представлена оператору по-разному: показывающими приборами с подвижной стрелкой или световым указателем, указывающими приборами с вращающейся шкалой, показывающими и самопишущими приборами с подвижной стрелкой и записывающими на ленточной либо дисковой диаграмме, многоточечными показывающими и регистрирующими приборами с цифровым выходом на ленточной диаграмме; в виде мнемоскопа, табло и мнемоскопа световой предупредительной и аварийной сигнализации.

Применяются два метода температурного контроля: термоэлектрический и электросопротивления.

Термоэлектрические термометры (ТЭТ) или термопары по принципу действия основаны на возникновении ЭДС в месте сжатия разнородных металлов при изменении температуры. Температурный диапазон применения термопар — от 200 (271) до +2500°C (+2800°C); в скобках указана область ограниченного использования термопар.

Погрешности измерения ТЭТ зависят от типа вторичного прибора и не превышают 1,2%. В случае использования прецизионных потенциометров и специальной градуировки термопар погрешность измерений может быть доведена до 0,1%.

Термоэлектрические термометры в зависимости от конструктивного исполнения и требований к установке могут иметь весьма малые габариты. Например, минимальный диаметр кабельной термопары составляет 0,1 мм.

К достоинствам термоэлектрического метода следует отнести простоту чувствительного элемента и вторичного измерительного прибора, малую инерционность, достаточную точность измерений, а главное — минимальные практически точечные размеры чувствительного элемента.

Конструкции термопар, используемых при температурных измерениях, различны и в зависимости от конфигурации и конструктивных особенностей объектов, подлежащих термометрированию, химических и физических свойств среды, температура которой должна быть измерена, применяют термопары стандартные, общепромышленного назначения либо специальные.

Метод электрического сопротивления основан на свойстве ряда веществ, изменяющих свое электрическое сопротивление в зависимости от температуры. Ряд чистых металлов имеет высокие температурные коэффициенты, достигающие 0,4–0,6% на 1°C.

Чувствительный элемент МЭТС изготавливается на основе чистых металлов (платины, меди, никеля) чаще всего в виде бифилярных проволочных спиралей, обеспечивающих безындукционную намотку. Для изготовления чувствительного элемента ТСП используется платиновая проволока (ГОСТ 8588 57).

Верхний предел измерений у термометров сопротивления ниже, чем у термопар. В большинстве случаев интервал измеряемых температур находится здесь в пределах от –200 до +500°C и определяется в основном типом применяемого изолятора. Одним из существенных преимуществ термометров сопротивления является их более высокая по сравнению с термопарами точность измерений. В обычных условиях погрешности измерений может составлять +0,02°C, а в прецизионных измерениях малых разностей температур +0,005°C. Однако МЭТС обладают рядом недостатков по сравнению с термопарами, среди которых можно отметить: существенное изменение характеристики датчика, невозможность определения локальных (точечных) значений температур, высокий показатель тепловой инерции, большее влияние внутреннего тепловыделения. Общим недостатком всех электрических термометров сопротивления является необходимость применения специального стабилизированного источника электропитания.

Важным параметром, контролируемым в процессе пуска, работы под нагрузкой и остановки турбин, является давление. На турбинах К-160-130 первых выпусков для измерения давления применяются манометры М-100 и М-160, мановакуумметры МВ-100 и МВ-160. Более поздние выпуски турбин оснащены техническими образцовыми манометрами

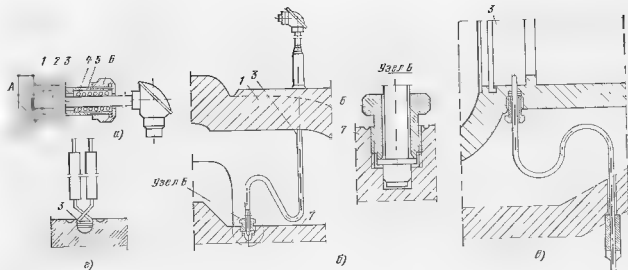


Рис. 11.2. Установка термопар для контроля температуры.

а, б — металл стенок наружного и внутреннего корпусов ЦВД, в — пара в канале за регулирующий ступенью; а — металл стенок паропровода свежего пара и клапанов, 1 — стенка наружного корпуса ЦВД, 2 — болт, 3 — термопара (а типа ТКХ, 2 — типа ТХАП), 4 — буровик, 5 — корпус термопары, 6 — специальная гайка, 7 — стенка внутреннего корпуса ЦВД

ОБМ1-100 и мановакуумметрами ОБМВ1-100. Для дистанционной передачи показаний используются манометрические датчики с электродистанционной передачей типа МЭД соответствующих модификаций, а также электроконтактные, двухпозиционные манометры ЭКМ-1.

В качестве вторичных приборов широко используются автоматические электронные приборы: показывающие, самопишущие, сигнализирующие типа ДП1-01, ДПР1-01, ДСП1-017.

Установка датчиков для измерения температуры и давления. Как отмечалось ранее, установка термопар, термометров сопротивления, датчиков давления осуществляется согласно чертежу установки контрольно-измерительных приборов. Контроль температуры пара и металла осуществляется как стандартными, так и специальными термопарами типа ТКХ, ТКХП, изготавливаемыми заводом.

На рис. 11-2,а приведен эскиз установки термопары для контроля температуры металла стенок наружного корпуса ЦВД. Термопары устанавливаются симметрично на верхней и нижней половинах цилиндра. Такая установка термопар позволяет осуществлять измерение не только абсолютных значений температуры, но и их разностей, представляющих особый интерес. Поскольку разность температур металла между верхом и низом корпуса ЦВД, левым и правым фланцами цилиндра, внутренними и наружными слоями металла фланцев и т. д. не должна превосходить рас-

четных значений, то превышение последних может явиться причиной недопустимых температурных напряжений.

Надежный контакт термопары с поверхностью металла, температура которого измеряется, обеспечивается надлежащей чистотой поверхностей соприкосновения и усилием пружины, для чего торцевая поверхность А термопар (рис. 11-2,а) хорошо пригоняется к поверхности металла с помощью краски. Контакт должен быть обеспечен не менее чем на 90% контактной поверхности. После подгонки краска удаляется, а соприкасающиеся поверхности тщательно обрабатываются обезжиривающим составом.

Двухкорпусная конструкция ЦВД существенно усложняет задачу замера температуры металла внутреннего корпуса как с точки зрения технологии установки термопар при монтаже, так и для обеспечения надлежащего контакта рабочей поверхности термопары с металлом, высокой надежности ее работы в тяжелых условиях длительной эксплуатации. Здесь термопары подвержены воздействию вибраций, омываются потоком пара в межкорпусном пространстве, испытывают дополнительные нагрузки при различных деформациях наружного и внутреннего корпусов.

На рис. 11-2,б приведен эскиз установки термопары для контроля температуры стенки верхней половины внутреннего корпуса ЦВД. Термопара изготавливается заводом и поставляется вместе с турбиной. Наличие петли позволяет скомпенсировать не только темпе-

11-3. Измеритель эксцентриситета вала ротора

Рассмотрим устройство предназначено для непрерывного контроля прогиба ротора турбины путем измерения значений биения его свободного конца при пусках и остановках турбоагрегата. На турбине установлен комплект устройства, измеряющего биение выходного конца вала ротора ЦВД. Пределы измерений 0 - 0,2 мм.

В комплект устройства входят: индуктивные датчики трансформаторного типа (2 шт.); электронный блок измерителя эксцентриситета; вторичный показывающий прибор (микроамперметр); соединительный кабель; комплект запасных деталей; стабилизатор напряжения С-0,09; приспособление для настройки прибора¹.

Основные технические характеристики устройства

Предел измерения эксцентриситета	0 - 0,2 мм
Чувствительность	20 мкм
Устройство обеспечивает измерение эксцентриситета при частоте вращения ротора:	
на вращающей отс	3,33 об/мин
при разрыве турбины	6 - 3000 об/мин
Допускаемая погрешность измерения	10%
Напряжение питания электронного блока от сети переменного тока	220 В ± 10%, -15%, 50 Гц
Частота сети	50 Гц
Максимальная мощность, потребляемая от сети	65 В·А
Выходное напряжение генератора	36 В ± 10%, -15%, 500 ± 10 Гц
Выходная частота генератора	500 ± 10 Гц
Выходная мощность (ориентировочно)	2 Вт
Климатические условия установки прибора	
температура окружающего воздуха	20 - 50°C
максимальная относительная влажность	80%
Допускается установка датчиков в местах с парами обледеневшего металла при температуре	до 60°C
Максимальная погрешность связи между электронным блоком и внешним прибором	20 м

Принцип действия прибора

На рис. 11.4 приведена блок-схема устройства для измерения эксцентриситета, включающая два индуктивных трансформаторных датчика 1, 2 и электронный блок, состоящий из измерительной части 4 и генератора 5. Генератор частоты 500 Гц, являющийся источником питания датчиков, представляет собой ламповый генератор. Применение повышенной частоты позволяет производить измерения эксцентриситета ротора в широком диапазоне оборотов и одновременно повысить помехоустойчивость от наводок, искажающих показания прибора. Питание устройства осуществ-

¹ Приспособление поставляется в одном экземпляре на экспорт.

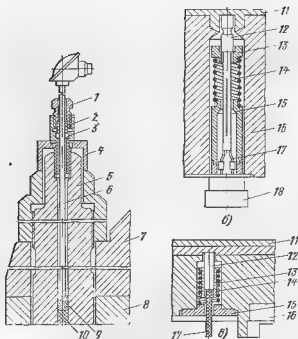


Рис. 11.3 Установка термопар для контроля температуры шпильки ЦВД (а) и платиновых термометров сопротивления для контроля температуры вкладышей опорных (б) и упрямого подшипников (в)

1 - катушка; 2 - сварка; 3 - уплотнитель; 4 - стержень; 5 - шпилька; 6 - термостойкий фланец; 7 - фланец; 8 - фланец; 9 - медный корпус; 10 - медный корпус; 11 - баббит; 12 - термометр сопротивления; 13, 14 - пружина; 15 - накладка втулки; 16 - вкладыш подшипника; 17 - соединительный провод; 18 - тепловой разъем

ратурные деформации самой термопары, но и взаимные смещения наружного и внутреннего корпуса.

Контроль температуры пара в камере за регулирующей ступенью осуществляется по схеме, приведенной на рис. 11.2,а.

На рис. 11.2,а приведен эскиз установки поверхностных термопар, используемых для контроля температуры стенок стопорного клапана (верх и низ), регулирующих клапанов и клапанов промпрегрева, паропроводов свежего пара, а также паропроводов от клапанов промпрегрева к турбине. Эти термопары устанавливаются в специальных углублениях, после чего зачеканиваются.

Замер температуры шпильки наружного корпуса осуществляется термопарой ТХК 146 имеющими глубину погружения 1250 мм. Термопары устанавливаются в специальных углублениях, просверленных в шпильках (рис. 11.3,а). Шпильки с термопарами устанавливаются симметрично с левой и правой сторон ЦВД.

Контроль температуры баббита подшипников осуществляется платиновыми термометрами сопротивления типа ТСР-309. Эскиз установки термометров сопротивления в колодах упрямого подшипника приведен на рис. 11.3,в. Контроль температуры осуществляется в каждой из шести колодок по стороне регулятора и генератора.

В опорных подшипниках (их пять) установлено по одному термометру сопротивления (рис. 11-3,б).

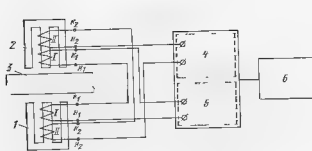


Рис. 11-4 Блок-схема измерителя эксцентриситета ротора

1, 2 — индуктивные датчики № 1 и 2; 3 — вал ротора турбины; 4 — измерительная часть; 5 — генератор 36 В, 600 Гц; 6 — стабиллизатор напряжения; U_1 и U_2 — начало обмоток; U_3 и U_4 — конец обмоток; I — первичная и вторичная обмотки

ляется от сети переменного тока через стабилизатор напряжения 6

Действие измерителя эксцентриситета основано на измерении воздушного зазора между сердечником датчика и валом ротора 3. При наличии эксцентриситета зазор изменяется с частотой, пропорциональной частоте вращения ротора. Для увеличения чувствительности устройства последнее комплектуется двумя датчиками, установленными диаметрально противоположно, в горизонтальной плоскости по обе стороны ротора, и включенными по дифференциально-трансформаторной схеме

На вторичных обмотках II (рис. 11-4) датчиков 1 и 2 формируется сигнал несущей частоты, модулированной частотой биений вала ротора, с амплитудой модуляции, пропорциональной эксцентриситету. Напряжение с датчиков усиливается усилителем. Далее несущая частота фильтруется, а низкочастотная составляющая выделяется и после выпрямления измеряется показывающим прибором.

Конструкция датчика показана на рис. 11-5. На среднем керне Ш-образного шихтованного из электротехнической стали Э44 сердечника 2 размещена катушка 3 с двумя изолированными друг от друга обмотками. Обмотки намотаны проводом ПЭВ-2

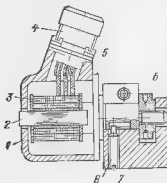


Рис. 11-5 Датчик измерителя эксцентриситета ротора

диаметром 0,1 мм по 2600 витков каждая. Крышка датчика 1 изготовлена из пластмассы, а кронштейн 5 и корпус 7 — из немагнитного материала латуни ЛС 59-1. Для предохранения обмоток от воздействия обводненного масла, находящегося в местах установок датчиков, после сборки датчик заливается компаундом из эпоксидной смолы. Выводы обмоток выполнены через штепсельный разъем 4. Установка рабочего зазора между датчиком и валом осуществляется посредством гайки 6. Датчики устанавливаются на специальных площадках и крепятся двумя болтами со стопорными шайбами в соответствии с требованиями паспорта на устройство. Указанные в паспорте зазоры должны быть выполнены с точностью $\pm 0,05$ мм. На рис. 11-5 поз. 8 — фиксатор.

Электрические соединения от разъемов датчиков до коробки зажимов турбины выполняются неограниченным маслястоющим проводом в отдельной трубе, а от коробки зажимов турбины до электронного блока — однопровитным экранированным проводом сечением 0,75—2,0 мм²

11-4. Устройство контроля относительного расширения ротора турбины [ОРР]

Контроль за относительным расширением ротора необходим для косвенного определения осевых зазоров между вращающимися и неподвижными частями турбины во всех режимах работы с целью предотвращения задеваний в проточной части. Устройство контроля расширения ротора относительно корпуса турбины предназначено для индикации и записи величин расширения, а также автоматической сигнализации при достижении предельных значений

Следует отметить, что в процессе модернизации турбины К-160-130 заводом проводились работы по совершенствованию ОРР. Серия турбины К-160-130 оснащена тремя модификациями устройства ОРР. Остановимся на первых двух, а третью рассмотрим более подробно

На рис. 11-6 приведены принципиальные схемы контроля относительного расширения ротора. Рассмотрим модификации ОРР двустороннего действия (рис. 11-6, а). Особенностью данной схемы является наличие на кернах двух пар вторичных обмоток, причем обмотки имеют неодинаковое число витков, т. е. при равных исходных зазорах между гребнем вала и кернами напряжения на выходе обмоток датчика не равны нулю, что обеспечивает чувствительность схемы к направлению смещения ротора. Таким образом, при смещении ротора в одну сторону разность напряжений на выходе одной пары об-

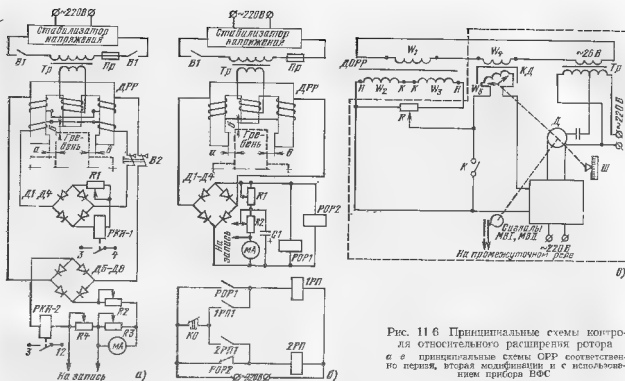


Рис. 11.6 Принципиальные схемы контроля относительного расширения ротора
 а — принципиальная схема ОРР соответственного пера, вторая модификация и с использованием прибора ВРС

мосток будет увеличиваться, а на другой — уменьшаться; при смещении в другую сторону будет наблюдаться обратная картина. Индуктивный датчик дифференциально-трансформаторного типа ДРР представляет собой Ш-образный сердечник, набранный из листов электротехнической стали марки Э-41. На среднем укороченном керне размещена первичная обмотка, питаемая от понижающего трансформатора Tr (220/24 В, мощность 50 В·А). Все устройство питается от стабилизатора напряжения. Вторичные обмотки (их четыре) расположены на крайних кернах датчика и включены попарно встречно. Гребень вала, входящий во внутреннюю полость датчика, замыкает магнитную цепь датчика через воздушные зазоры a , b , $в$. При смещении ротора зазоры между крайними кернами и гребнем одновременно изменяются на одно и то же значение, при этом разветвленными магнитными потоками во вторичных обмотках индуцируется э.д.с., пропорциональная смещению. Каждая пара обмоток имеет индивидуальные цепи нагрузок, в которые включены реле $RKN-1$, $RKN-2$.

Разность напряжений вторичных обмоток датчика первой пары выпрямляется диодным мостом $D1-D4$, в диагональ которого включена обмотка реле $RKN-1$. Поскольку телефонные реле типа РКН не имеют устройства для регулирования напряжения срабатывания, последовательно с реле включены регу-

лируемые резисторы $R1$ и $R2$. Разность напряжений второй пары после выпрямителя $D5-D8$ поступает на цепочку: обмотка реле $RKN-2$, резисторы $R3$, $R4$, показывающий прибор (миллиамперметр типа М-325), отрадуированный в миллиметрах. С резистора $R4$ снимается сигнал на регистрирующий прибор типа РСР, ЭПСМ-00-2.5-20, установленный на панели регистраторов БЩ.

Вторая модификация ОРР по принципу действия является одностронней и отличается тем, что здесь использован датчик меньшей мощности с одной парой вторичных обмоток (рис. 11-6.б). Поскольку основным недостатком рассмотренной выше схемы с точки зрения надежности устройства является применение телефонных реле, в данной схеме они заменены на реле напряжения типа ЭН524/М34, что позволяет, настраивая их на разные уставки, сформировать предупредительный и аварийный сигналы. К особенностям схемы следует также отнести использование фазочувствительного выпрямителя, нагрузкой которого является контрольный показывающий прибор типа М-325. Как и в предыдущей схеме, предусмотрена цепочка формирования сигнала на регистрирующий прибор. Потребляемая мощность устройства составляет около 40 В·А.

Для обеспечения настройки схемы и испытаний ОРР на турбине датчик закрепляется на специальном приспособлении, позволя-

ющем перемещают датчик строго параллельно оси ротора.

На турбине К 160-130 установлены два комплекта устройства контроля ОРР ЦВД и ЦНД. В комплект устройства третьей модификации входит датчик ОРР, вторичный прибор типа ВФС и принадлежности.

Одинаковые датчики установлены в картерах подшипников ЦВД и ЦНД.

На соединительной части муфт и на полумуфте генератора выполнены специальные гребни для датчиков ОРР. Вторичный прибор ВФС устанавливается на блочном щите. Принцип действия устройства ОРР основан на методе измерения с компенсацией небаланса в электрической цепи датчиков. Один из датчиков измерительный ОРР — установлен на турбине, второй — компенсирующий КД размещен во вторичном приборе ВФС. Схема устройства приведена на рис. 11-6,в.

Первичная обмотка W_1 датчика ОРР соединена последовательно с обмоткой возбуждения W_4 компенсирующего датчика, представляющего собой ферродинамический датчик типа ПФ2. Первичные обмотки запитаны от трансформатора Tr (напряжение 26 В, частота 50 Гц). Вторичные обмотки датчика ОРР W_2 и W_3 соединены между собой встречно и последовательно с компенсационной обмоткой W_6 , размещенной на роторе компенсирующего датчика КД.

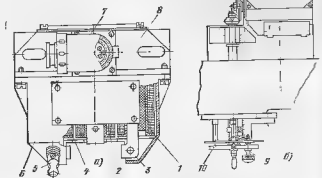
Схема работает следующим образом. Если гребень ротора находится в среднем положении, то э.д.с., наводимые во вторичных обмотках датчиков ОРР, компенсируют друг друга и выходное напряжение равно нулю. При изменении геометрических размеров ротора под действием температурных перепадов гребней, смещаясь в одном направлении, вызывает разбаланс схем. Появившееся напряжение разбаланси в виде разности между напряжениями последовательно включенных вторичных обмоток W_2 . Датчик ОРР и напряжением компенсирующей обмотки W_6 КД подается на вход фазочувствительного усилителя. Напряжение промышленной частоты фазовая чувствительность усилителя обеспечивает усилением мощности, который питается пульсирующим напряжением. Нагрузкой усилителя является управляющая обмотка реверсивного двигателя Д. Ось двигателя механически связана со стрелкой показывающего и регистрирующего прибора, а также с рамкой, на которой намотана компенсирующая обмотка W_6 . Двигатель вращается до тех пор пока напряжение на обмотке W_6 зависящее от угла поворота рамки, не скомпенсирует напряжение вторичных обмоток W_2 . Датчик ОРР. Двигатель прибора реверсивный. Реверс двигателя обеспечивается подачей пульсирующего напряжения соответствующей фазы с фазочувствительного усилителя на управляющую обмотку последнего. Перемещение гребня ротора отсчитывается по шкале прибора.

Датчик ОРР по принципу действия индуктивный. Изменение индуктивности обмоток происходит при перемещении гребня ротора, вызывающем изменение зазора.

Общий вид индуктивного датчика показан на рис. 11-7,а. Магнитопровод датчика представляет собой Ш образный диктованный

Рис. 11-7. Устройство контроля относительного расширения ротора

а — индуктивный датчик; б — специальное приспособление для установки датчика на турбине



сердечник 3, набранный из пластин электро-технической стали, на котором установлены три катушки 1, 2 и 4. Магнитопровод укреплен в корпусе, выполненном из немагнитного материала. Корпус состоит из основания 8 и крышки 6. Для защиты обмоток от воздействия обводненного турбинного масла датчики заливаются эпоксидным компаундом. Первичная обмотка датчика W_1 , содержащая 600 витков из провода ПЭТВ-2 сечением 0,41 мм, выполнена на катушке 2 и расположена на среднем стержне сердечника 3. Две вторичные обмотки W_2 и W_3 , содержащие по 1200 витков каждая из провода ПЭТВ-2 сечением 0,18 мм, намотаны на катушках 1 и 4 и расположены на боковых стержнях сердечника. Выводы обмоток выполнены через штепсельный разъем 7 и посредством термо-лакомаслостойкого кабеля выведены на кор-робку зажимов турбины.

Датчик устанавливается на турбине с помощью специального приспособления, приведенного на рис. 11-7,б. Приспособление позволяет имитировать относительное расширение ротора на остановленной машине путем перемещения датчика 13 относительно гребня 14 вдоль оси ротора при испытаниях и на-стройках ОРР. Установка датчиков производится с соблюдением зазоров, указанных в паспорте устройства. При этом ротор должен быть прижат к колодкам упорного подшипника со стороны генератора. После проверки вращением маховика-указателя 10, выведенного наружу, производится установка датчика в исходное положение. Для предотвращения касания датчиком гребня предусмотрены регулируемые упоры 11 и 12, ограничивающие осевые смещения датчика. На рис. 11 7 пози-

ции 5 и 9 соответственно стойка крепления индикатора часового типа и стопор.

В качестве вторичного прибора применен прибор вывода информации с ферродинамическим компенсатором, самопишущий, показывающий типа ВФС¹. Он позволяет производить визуальный отсчет относительного расширения ротора по шкале, а также непрерывную запись в прямоугольных координатах на диаграммной ленте с шириной поля 100 мм. Комплект прибора с датчиком является устройством контроля, регистрации и сигнализации. Класс точности прибора по записи 1, по показаниям 0,6.

Питание прибора осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В (50 Гц). Потребляемая мощность — не более 35 В·А. Прибор сохраняет работоспособность в диапазоне рабочих температур окружающей среды $+5^{\circ}\text{C}$ — $+50^{\circ}\text{C}$ при относительной влажности до 80%. В приборе установлено лекало с профилем (кулачковый диск), обеспечивающее линейную зависимость между измеряемой комплексной взаиминдуктивностью и шкалой прибора.

11-5. Устройство контроля осевого сдвига ротора

Положение ротора турбины по отношению к корпусу фиксируется упорным подшипником, воспринимающим осевую нагрузку при работе турбины. Осевая нагрузка создается паровым усилием, действующим на ротор. Упорные подшипники рассчитаны на эту нагрузку. Однако в результате запаса проточной части солями, гидравлических ударов либо перегрузки турбины возможно возрастание нагрузки сверх расчетной. При чрезмерном возрастании осевой нагрузки либо отклонениях от расчетных режимов работы подшипников возможно выплавление баббитовой заливки колодок упорных подшипников. Под отклонением от расчетных режимов работы подшипников понимается недостаточная подача масла, высокая температура, загрязнение масла. Процесс выплавления баббита скоротечен и составляет несколько секунд. За это же время происходит осевой сдвиг. Осевой сдвиг на работающей турбине недопустим, так как ведет к тяжелым последствиям. Для обеспечения надежного контроля за положением ротора в упорном подшипнике на турбине установлено устройство контроля и регистрации осевого сдвига ротора турбины (ОСР).

Устройство ОСР турбины К-160 130 предназначено для измерения, регистрации осевого положения ротора, предупредительной и аварийной сигнализации, а также формирования сигнала в систему защиты турбины при недопустимом осевом сдвиге. В комплект устройства входят: индуктивный датчик трансформаторного типа; панель осевого сдвига; устройство для перемещения датчика; показывающий прибор, миллиамперметр типа М325 со шкалой, отградуированной при настройке в долях миллиметра.

Поскольку схемы контроля осевого сдвига и относительного расширения идентичны и отличаются только диапазоном измерений и обмоточными данными, то в данном параграфе рассмотрены особенности и уточнены технические характеристики устройства. Ввиду особой важности защиты турбины при недопустимом осевом сдвиге более подробно рассмотрена схема защиты.

Основные технические характеристики

Напряжение питания устройства (стандартизованное)	220 В
Частота сети	50 Гц
Потребляемая мощность	40 В·А
Максимальный предельный осевой сдвиг ротора	$\pm 1,2$ 0 1,2 мм

Датчик устройства конструктивно аналогичен ранее рассмотренному в устройстве ОРР, но первичная обмотка выполнена проводом ПЭВ 2 диаметром 0,9 мм, состоит из одной катушки и содержит 400 витков. Вторичная обмотка состоит из двух катушек, выполнена проводом ПЭВ 2 диаметром 0,25 мм. В каждой катушке по 1000 витков провода. На турбине датчик устанавливается в специальном приспособлении, позволяющем перемещать датчик при настройке вдоль оси ротора. Приспособление аналогично ранее рассмотренному в устройстве ОРР.

Панель ОСР представляет собой гетинаксовое основание, на котором смонтированы элементы схемы¹, приведенной на рис. 11-8. Схема работает аналогично ранее описанной. Как видно из схемы, вторичная обмотка датчика питает две системы. Первая из систем предназначена для измерения фактического осевого сдвига и формирования сигнала на регистрирующий прибор. Схема представляет собой мост фазочувствительного выпрямителя, в одну из диагоналей которого подается напряжение от вторичной обмотки питающего трансформатора, а в другую диагональ включен показывающий прибор (мА), и резисторы с переменным сопротивлением R5 и R6. В качестве показывающего прибора применен

¹ В настоящее время прибор ВФС модернизирован и устройства комплектуются прибором типа ПВФС 1.

¹ Следует отметить, что устройства ОСР прошли модернизацию, аналогичную устройствам ОРР.

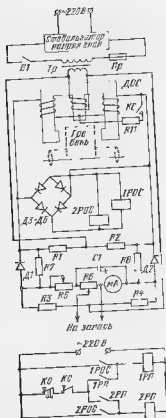


Рис 11-8. Принципиальная схема контроля осевого сдвига ротора.

миллиамперметр с пределами измерения 1—0—1 мА. Шкала прибора выполнена двусторонней. Нуль шкалы прибора соответствует положению ротора, прижатого к нерабочим колодкам упорного подшипника. Отклонение стрелки прибора влево от нуля указывает на износ нерабочих колодок, а вправо — на износ рабочих колодок.

Регулировка чувствительности показывающего прибора и уровня сигнала на регистрирующий прибор осуществляется резисторами с переменным сопротивлением $R5$ и $R6$.

Вторая система представляет собой схему предупредительной сигнализации и защиты по осевому сдвигу, включающую в себя кроме реле осевого сдвига 1POC и 2POC промежуточные реле 1PП и 2PП. При срабатывании реле осевого сдвига 1POC или 2POC срабатывают соответственно реле 1PП или 2PП и с целью разгрузки контактов POC реле ПП переходят на самоудерживание.

В качестве 1POC и 2POC применены два одинаковых реле напряжения, конструкция которых позволяет менять уставку порога срабатывания реле 1POC используется для предупредительной сигнализации и настраивается таким образом, чтобы при смеще-

нии ротора как в сторону регулятора, так и в сторону генератора на 0,7 мм реле срабатывало. При срабатывании 1POC включается 1PП, переходящее на самоудерживание, и своими замыкающимися контактами формирует предупредительный сигнал «Осевой сдвиг велик». Реле 2POC используется для формирования сигнала в систему защиты и настраивается таким образом, чтобы при смещении ротора как в сторону регулятора, так и в сторону генератора на 1,1 мм реле срабатывало. При срабатывании 2POC включается 2PП, переходящее на самоудерживание, и своими замыкающимися контактами формирует команды в систему защиты, действующих на останов турбины и блока, а также включает сигнализацию «Осевой сдвиг велик».

Схема предусматривает периодическое опробование всего комплекса аппаратуры в процессе эксплуатации, для чего на пульте БЩУ под локализующим прибором осевого сдвига ротора установлен ключ с самовозвратом. При повороте ключа формируются цепи опробования следующим образом: одна группа контактов разрывает цепь защиты и деблокирует реле ПП, вторая — шунтирует резистор $R11$ одну из вторичных обмоток датчика, вызывая значительный разбаланс схемы. Отклонение стрелки показывающего прибора и срабатывание предупредительной и аварийной сигнализации свидетельствует об исправности устройства.

Датчик вместе с устройством для его перемещения устанавливается на переднем ступе турбины в соответствии с маркировкой датчика. С разъема датчика провода в металлотрубаке подведены на коробку зажимов передней опоры, далее к релейному шкафу, в котором установлена панель ОСР. От релейного шкафа провода подведены на БЩУ, где установлен показывающий прибор, средства сигнализации и регистрации.

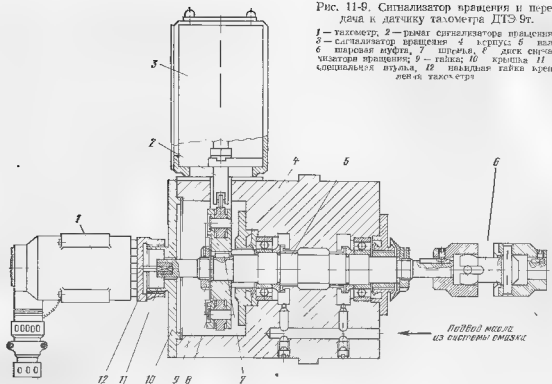
Настройка устройства и его эксплуатация производится согласно инструкции, прилагаемой к ОСР.

11-6. Контроль частоты вращения ротора

В зависимости от назначения устройств на турбинах предусмотрены следующие средства измерения и контроля частоты вращения ротора: тахометр ТЭ-4т с датчиком ДТЭ-9т; сигнализатор вращения на валоповороте.

Указанные устройства устанавливаются на специальном узле (рис. 11-9), включающем в себя сигнализатор вращения и передачу к датчику тахометра ДТЭ-9т. Узел представляет собой массивный корпус, установленный на торце передней опоры турбины, и вал с

Рис. 11-9. Сигнализатор вращения и передача к датчику тахометра ДТЭ 9т.



индивидуальными шарикоподшипниками. На консоль вала насажен диск сигнализатора вращения. Диск фиксируется в осевом направлении гайкой, а от проворота вала относительно диска шпошкой. Конструкция обеспечивает стабильность установленных размеров положения диска относительно рычага сигнализатора вращения. Корпус закрывается крышкой, в которой выполнено центральное отверстие для выхода консоли вала, а также посадочное место для установки датчика тахометра. Датчик тахометра крепится к крышке посредством накидной гайки, входящей в комплект датчика. Крутящий момент турбины передается на вал узла посредством шаровой муфты через вал автоматов безопасности. Передача крутящего момента от вала на хвостовик датчика тахометра осуществляется через специальную втулку.

В процессе пуска и работы турбины к подшипникам вала по специальным углублениям в корпусе подается масло из системы смазки турбины.

Магнитоиндукционный тахометр ТЭ-4т с датчиком ДТЭ-9т предназначен для непрерывного дистанционного измерения частоты вращения вала турбины в процессе эксплуатации.

Измерение частоты вращения основано на принципе дистанционной электрической передачи вращения вала турбины к валу магнитоиндукционного измерительного узла из-

мерителя и на принципе преобразования частоты вращения вала в угловые перемещения стрелки магнитоиндукционного измерительного узла.

Электрическая дистанционная передача частоты вращения в тахометре основана на преобразовании датчиком-генератором трехфазного переменного тока в э.д.с. с частотой, пропорциональной частоте вращения вала, и на использовании вращающегося магнитного поля.

Преобразования частоты вращения вала в угловое перемещение стрелки магнитоиндукционного измерительного узла основано на взаимном действии магнитного поля вращающихся магнитов с индуктивными токами, наведенными этим полем в металлическом диске. В результате этого взаимодействия возникает вращающий момент диска (связанного со стрелкой), пропорциональный частоте вращения магнитов, уравновешиваемый притягивающей пружиной. Момент, скручивающий пружину, пропорционален углу ее закручивания.

Сигнализатор вращения. Как следует из технических характеристик тахометра, для измерения малой частоты вращения он не предназначен. Для обеспечения контроля за вращением турбины на валоповороте последняя оснащена сигнализатором, обеспечивающим индикацию вращения ротора с частотой $0,055 \text{ с}^{-1}$ (3,33 об/мин).

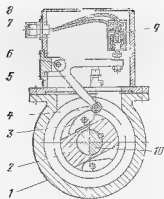


Рис. 11-10. Сигнализатор вращения

Сигнализатор вращения предназначен для формирования дискретного сигнала при вращении турбины на валопровоте, позволяющего посредством лампы накаливания сигнализировать о вращении ротора. Последовательно с сигнальной лампой накаливания, подключенной к источнику питания, включены контакты конечного выключателя. При нажатии на шток конечного выключателя контакты, замыкаясь, подключают лампочку к источнику питания. Время свечения лампочки определяется длительностью замкнутого состояния контактов.

Принцип работы сигнализатора вращения ясен из рис. 11 10.

При вращении диска 2, установленного на валу 10, кулачки 3, ударяя по подшпильнику 4, вызывают проворот рычага относительно оси 6. Свободный конец рычага при провороте нажимает на шток конечного выключателя 9, который кратковременно замыкает контактные группы, подключая лампу к источнику питания. В интервале между кулачками под действием пружины контакты остаются разомкнутыми и замыкаются вновь при нажатии вторым кулаком. Таким образом, за время одного оборота сигнальная лампа, дважды вспыхивая, сигнализирует о вращении ротора. При пуске турбины сигнализатор вращения автоматически отключается; это происходит под действием центростремных сил, устанавливающих кулачки в такое положение, при котором их выступающая часть не достает до парикового подшпильника. При останове турбины, когда частота вращения падает, сигнализатор автоматически подключается. Электрические выводы с конечного выключателя выполняются через штепсельный разъем 7. Устройство просто и надежно в эксплуатации. На рис. 11 10 позиции 1 и 8 обозначают соответственно корпус и крышку.

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА ТУРБИНЫ

12-1. Установка турбины

При монтаже турбины базовым узлом, относительно которого производится центровка всего турбоагрегата совместно с генератором, является ЦНД. Цилиндр низкого давления устанавливается на фундаментные плиты, которые размещаются по периметру фундамента на металлических клиновых прокладках и фиксируются относительно фундамента анкерными шпильками. Такая конструкция соединения ЦНД с фундаментом является традиционной для всех типов паровых турбин, выпускаемых заводом.

Нижние половины ЦНД могут быть установлены в проем фундамента отдельно либо соединенными друг с другом. Во втором случае в стороне производится присыковка передней и задней нижних половин ЦНД, соединенные их фланцевых разъемов с предварительным нанесением уплотняющей мастики. Мастика для разъемов ЦНД имеет следующий массовый состав: вареная олифа 70, сурик 15, чешуйчатый графит 15%. Окончательно собранная нижняя половина ЦНД выстав-

ляется строго по продольной и поперечной осям, а в горизонтальной плоскости в соответствии с данными заводской стеновой сборки. Параллельно производится центровка относительно продольной оси и выверка в горизонтальной плоскости опоры переднего подшпильника, устанавливаемой на фундаментной раме. Фундаментная рама опоры выставляется на фундамент аналогично ЦНД на клиновых прокладках и фиксируется относительно фундамента анкерными шпильками.

Уплотнитель в собственных подшпильниках ротора высокого давления является базовым для центровки всей линии валопровода (ротор высокого давления, ротор низкого давления, ротор генератора), и положение его в вертикальной плоскости должно быть таким, чтобы уклоны обеих шеек ротора были приблизительно одинаковыми и направленными в противоположные стороны. Прицентровка ротора высокого давления к ротору низкого давления осуществляется как перемещением фундаментной рамы опоры переднего подшпильника, так и перемещением ротора высокого давления в собственных подшпильниках. Монтажная расцентровка по торам по умолчанию ЦНД составляет примерно 0,2 мм (без крышек) (табл.). Такая величина обеспечивает permissible нарушение герметичности подшпильника ротора высокого давления и учитывает тепловое расширение в относительном положении роторов, которое появляется во время

работы турбоагрегата Центровка роторов учитывает также деформацию опоры ЦНД при заполнении конденсатора водой, для чего ротор низкого давления смещают относительно ротора высокого давления в вертикальной плоскости вверх примерно на 0,1 мм

Турбина К-160 130 предназначена для работы совместно с турбогенератором типа ТГВ 200 производства Ленинградского электротехнического объединения «Электросила». Ротор генератора опирается одной своей шейкой на подшипник, который конструктивно расположен в картере ЦНД, а другой — на выносной подшипник. Перемещением этих подшипников осуществляется прицентровка ротора генератора к ротору низкого давления. Одной из наиболее ответственных операций в период монтажа является подливка фундаментных плит и рамы турбины бетоном. Необходимо учесть, что недостаточное качественное проведение этой работы может явиться причиной ухудшенного вибрационного состояния турбоагрегата во время эксплуатации. Подливка производится, когда на фундаменте установлено не менее 75-80% рабочей массы оборудования. К моменту подливки ЦНД может быть собран и закрыт окончательно, закрытие ЦВД производится только после подливки фундаментных плит и рамы. Роторы турбины должны быть окончательно прицентрованы друг к другу. Прицентровка ротора генератора необязательна, но он укладывается на место. Переходный патрубок конденсатора должен быть приварен к выпускному патрубку ЦНД. В паровое пространство конденсатора заливается около 100 т воды, сила тяжести которой передается через выпускной патрубок на фундаментные плиты, таким образом имитируется состояние турбины во время эксплуатации. Подливка производится бетоном марки 200 или 300. Расчетная прочность достигается через 28 дней после подливки, через 7 дней прочность бетона составляет 70% полной. Опоры конденсатора подливаются одновременно или после подливки фундаментных плит ЦНД и рамы передней опоры. Когда достигается подная прочность бетона, проверяется и в случае необходимости корректируется центровка роторов высокого и низкого давления, проточная часть ЦВД подготавливается к окончательному закрытию. Перед закрытием снимаются паспорт осевых и радиальных зазоров в проточной части и концевых уплотнениях. Полученные результаты должны строго соответствовать заводским стандартным данным

Горизонтальные разъемы наружного и внутреннего ЦВД, обойм и диафрагм перед окончательной установкой смазываются вареным маслом с щебучатым графитом. На резьбовую часть крепежа горизонтального

разъема наружного и внутреннего цилиндров наносится специальная смазка, которая предохраняет резьбовое соединение от заедания при последующей разборке. В качестве смазки используется смесь глицерина и медного порошка. Плотность фланцевых разъемов наружного и внутреннего цилиндров, испытывающих во время эксплуатации значительные усилия, обеспечивается вначале обтяжкой с усилием 500 Н холодного крепежа, а затем горячего крепежа. Нагрев шпилек осуществляется через центральные отверстия электрическими или воздушными нагревателями. Абсолютное удлинение шпилек, которое определяется разностью длин шпилек до и после горячей обтяжки, составляет в зависимости от их длины 0,6—1,2 мм. Это значение соответствует напряжениям в шпильках около 250 МПа.

После закрытия ЦВД производится соединение полумуфт роторов турбины и генератора призонными болтами, подготовка к окончательной сборке опорных и упорного подшипников. Одновременно собираются узлы системы регулирования, парораспределения, устанавливаются контрольно-измерительные приборы.

12-2. Сборка маслопроводов

Маслопроводы системы регулирования в опоре переднего подшипника и внутренние маслопроводы масляного бака изготавливаются на заводе. Маслопроводы системы смазки, а также маслопроводы регулирования к сервомотору стопорного клапана и сервомоторам клапанов промисгрева изготавливаются непосредственно на монтаже. Основные требования к монтажу маслопроводов следующие:

1) при подгонке труб натяги не допускаются, т. е. фланцевые соединения при отпущенном крепеже должны сохранять свою параллельность и не расходиться,

2) несъединение осей фланцев допускаются не более 0,3 мм;

3) соединение маслопроводов осуществляется, как правило, с помощью аргоно-дуговой сварки без подкладных колец, в качестве прикладного материала используется пресспая на бакелитовом лаке.

Полностью собранный маслопровод должен быть тщательно очищен от сварочного графа, ржавчины, окалины. Существуют два способа очистки механический и водно-химический. Механический способ заключается в том, что внутренние поверхности отдельных участков маслопроводов очищаются металлическими ершами, шаршками, а также с применением пескоструйной или дробеструйной

установок, после чего трубопроводы продуваются паром и смазываются турбинным маслом. Для проведения водно-химической очистки маслопроводы собираются в замкнутую схему, элементами которой являются специальный промывочный бак и центробежный насос. Очистка производится в три этапа. На первом этапе осуществляется интенсивная водная стывка маслопроводов на разномкнутый контур для очистки от легкоудаляемых загрязнений (песка, прокладочного материала и др.). На втором этапе производится очистка маслопроводов от прочносвязанных загрязнений (прокатной окалины, ржавчины) путем прокачки 12-15%-ного раствора ортофосфорной кислоты (H_3PO_4). Принцип химической очистки H_3PO_4 заключается в растворении магнетита (Fe_3O_4), гематита (Fe_2O_3) и гидроксидов железа ($Fe(OH)_3$) с последующим удалением их потоком раствора. На последнем этапе через маслопроводы прокачивается 2-3%-ный раствор H_3PO_4 , при взаимодействии которого с очищенным металлом образуется защитная пассивационная пленка.

Внутренняя поверхность маслопроводов очищенных PH_3O_4 имеет характерный темно-серый цвет. После очистки по тапавливается рабочая схема маслопроводов и производится их гидравлическое испытание двойным против рабочего давления, которое обеспечивает специальный опрессовочный насос, устанавливаемый вместо штатного. В соответствии с требованиями правил технической эксплуатации турбинное масло не должно иметь механических примесей. Необходимая чистота всей масляной системы обеспечивается прокачкой масла. Для получения максимальных расходов масла перед прокачкой удаляются дроссельные ишибы на напорных маслопроводах системы смазки, а также узлы системы регулирования. Прокачка производится либо через переключатель, соединяющие напорные и сливные маслопроводы, т. е. по линии подпитчиков турбины, либо непосредственно через водопитатели турбины. В последнем случае удаляются верхние половины выходящей и уходящей боковые зазоры в подпитчиках. Длительность прокачки определяется степенью загрязнения фильтрующих элементов масляного бака, которые необходимо периодически чистить.

После окончания прокачки маслопроводы собираются по постоянной схеме и производится контрольная прокачка масла через металлические сетки с марлей, устанавливаемые на напорных маслопроводах перед каждым подпитчиком. Прокачка прекращается, когда на всех сетках перестанут отлагаться твердые частицы и волокна. Приемка маслосистемы и проверка соответствия качества масла требованиям правил технической эксплуатации осуществляется химическим цехом электростанции.

Чистота паропроводов свежего пара, перегретого, а также паропроводов уплотнения вала турбины после монтажа обеспечивается их продувкой. Пар для продувки берется либо от постороннего источника (в случае пуска первого на электростанции турбоагрегата), либо от соседнего блока. Параметры пара и скорости

при продувке должны быть такими, чтобы кинетическая энергия пара была на каждом продуваемом участке не меньше, чем во время нормальной эксплуатации.

12-3. Установка конденсатора

Конденсатор К-9115 турбины К 160 130 проходит полную сборку (без охлаждающих трубок, конденсатороборника и пароприемных устройств) на заводском стенде. Затем по условиям транспортировки корпус конденсатора разрезается на четыре части и в таком виде поступает на монтажную площадку. Переходный патрубок конденсатора также проходит сборку в условиях завода (кроме трубопровода 6 го отбора, попадающего в плоскость продольного разреза), затем разрезается и поставляется на монтаж в виде двух частей. Необходимая жесткость корпуса конденсатора и переходного патрубка во время транспортировки и погрузочно-разгрузочных работ обеспечивается рамами жесткости из швеллеров. В процессе монтажа рамы жесткости по мере необходимости уталяются.

В объем поставки, кроме корпуса конденсатора и переходного патрубка, входят следующие узлы и детали: опоры конденсатора в количестве 4 шт. с анкерными болтами, 28 шпунтов (по 7 на каждую опору) с отжимными болтами, опорными тарельчатыми винтами, ричевыми прокладками; конденсатороборник, паровые щиты, устанавливаемые внутри конденсатора, трубопровод 6 го отбора с компенсаторами, корпус приемно-сборных устройств, охлаждающие трубы в количестве 11 712 шт. (из них 11 192 трубы диаметром 28/26 мм и 520 трубок диаметром 28/24 мм) общей массой 80 т.

В зависимости от состояния строительномонтажных работ окончательная сборка и сварка конденсатора может быть произведена как непосредственно в проеме фундамента, так и в стороне на удобной для проведения работ площадке. В первом случае в проеме фундамента заводится отдельные части конденсатора и свариваются. Во втором случае части конденсатора собираются и спариваются на шпальной выкладке, и готовый конденсатор устанавливается на свое место.

Необходимо помнить, что конденсатор как по частям, так и окончательно собранный не дозаводит в проем фундамента до установки на место выхлопного патрубка турбины. Расположение конденсатора относительно продольной оси турбоагрегата поперечное, и устанавливается он на фундамент таким образом, чтобы водяные камеры, к которым подсоединяются напорные и сливные циркуляторы, находились справа от оси турбины по виду от регулятора на генератор. Обе половины конденсатора выставляются с помощью временных стяжных болтов в отношении друг друга так, чтобы зазор в соединении под сварку был минимальным. Правильное взаимное положение постоянно контролируется

но фланцам водяных камер и фланцу под переходной патрубком. Для предотвращения деформации фланцев водяных камер во время сварки крышки водяных камер устанавливаются на место и приобличиваются. Сварку обеих половин конденсатора ведут от середины к краям, что позволяет свести до минимума коробление крестов. После сварки нижних половин конденсатора подгоняются, стягиваются временными стяжками и свариваются между собой верхние части конденсатора, а затем и обе половины переходного патрубка. По окончании приварки переходного патрубка к конденсатору удаляются все временные стяжки и рамы жесткости, по внутреннему периметру в месте соединения переходного патрубка с корпусом конденсатора устанавливаются постоянные монтажные усиления и свариваются между собой внутренние анкерные связи правой и левой половин переходного патрубка. В окончательно сваренном конденсаторе вырезаются отверстия для установки трубопровода 6 го отбора, подсоединения напорных и сливных трубопроводов, конденсатосборника и корпуса сов. присоса сбросных устройств.

Одной из наиболее ответственных и трудоемких операций в процессе монтажа конденсатора является установка и развальцовка охлаждающих трубок. Необходимо помнить, что замена охлаждающих трубок конденсатора в период эксплуатации практически невозможна, в появлении неплотности в вальцовочном соединении или разрушение трубок приводит к попаданию циркуляционной воды в конденсат, слив, что требует остановки работающего блока. Перед установкой охлаждающих трубок вальцовочными инструментами тщательно зачищаются поверхности наружных трубных досок и отверстия для трубок в трубных досках. Наборка охлаждающих трубок производится в определенной последовательности, которая обеспечивает установку трубок с одновременным монтажом паропроводов, направляющих пазов и стальных трубок в паровом пространстве конденсатора. Толстостенные трубы диаметром 27/24 мм во вальцовочные пазы сгиба, удаляя действие поступательного в конденсатор пара, устанавливаются по наружному контуру трубного пучка второго ряда. После завершения набора охлаждающих трубок сечением 27/24 мм производится их развальцовка в двойных трубных досках. Вначале вальцуются трубки во внутренних досках, а затем в наружных. Трубная развальцовка (увеличение внутреннего диаметра трубки) составляет примерно 0,6 мм. Гидравлическое испытание на прочность пачки трубок соединений охлаждающих трубок во внутренних и наружных досках камер гидравлического уплотнения производится вслой под давлением $p = 0,25$ МПа. В случае появления течи с одной или первой стороны конденсатора производится дополнительная подкачка, перед вальцовкой второй давности воды снижают до нуля. Во время эксплуатации турбины плотность вальцовочного соединения охлаждающих трубок в досках камер гидравлического уплотнения конденсатора перед началом контроляруется по количеству утечки уплотняющего конденсата из контрольного оттока заборного бабка. Допустимое значение протечки составляет 2 л/ч, что соответствует падению уровня в контрольном отсеке на 100-150 мм.

Подъем конденсатора на пружинах и приварка его переходного патрубка к нижней половине выходного патрубка турбины производится после окончательной установки нижней половины выходного патрубка на фундаменте, обтяжки и стопорения анкеровых штырей ЦВД. Конденсатор равномерно поднимается на пружинах стальных ботам так, чтобы зазор под сварку в соединении переходного патрубка конденсатора с выходным патрубком турбины был по всему периметру не более 2-3 мм. При этом несомещение продольной и поперечной геометрических осей конденсатора и выходного патрубка должно быть минимальным. Премещение конденсатора в горизонтальной плоскости на пружинах осуществляется следующим образом: при необходимости переместить корпус конденсатора например, вправо несильными ударами по крышкам пружин вызывают их прогиб, после чего пружины становятся перпендикулярны и перемещают корпус конденсатора вправо.

Сварка переходного патрубка конденсатора с выходным патрубком турбины производится перед подливкой бетоном фундаментных или грунтовой. Для изготовления на плотность сварных швов конденсатора, которое проводится одновременно с проверкой на плотность вакуумной системы парового пространства конденсатора, заливается вода. При этом одновременно обпариваются поврежденные складывающиеся трубки, которые должны быть заглушены. Количество заглушенных трубок допускается не более 2% их общего количества при условии что они будут распаяны в разрыв.

Гидравлическое испытание на прочность водяных камер конденсатора производится одновременно с проверкой швов, типа шпильки насосов.

12-4. Тепловая изоляция турбины

В соответствии с правилами технической эксплуатации температура поверхности цилиндров, паропроводов, корпусов стопорных и регулирующих клапанов во время эксплуатации не должна превышать 45—50°C. Это требование обеспечивается нанесением на указанные узлы тепловой изоляции [37].

Первоначально для изоляции ЦВД турбины применялась конструкция тепловой изоляции, выполненная из вермикулитовых, вулканитовых, сов. плитовых или перлитовых плит, а также матрасов из асбестовой ткани или стеклоткани, наполненных заполнителем или перлитом. Плиты и матрасы укладывались на корпус турбины и крепились при помощи проволоки и штырей, устанавливаемых на корпус.

Существенным недостатком такого способа теплоизоляции выступали в результате длительной эксплуатации турбин К 160-130 и турбин других типов, является отслаивание теплоизоляции от поверхности цилиндра. В результате отслаивания увеличивается разность температур между верхней и нижней частями цилиндра, происходит деформация корпуса цилиндра и как следствие, ухудшаются внешние характеристики турбоагрегата. Выполнение такой изоляции было трудоемким и дорогостоящей операцией, так как полностью исключало возможность применения какой-либо механизации. Харьковской фирмой ЦКБ Энерго разрабатывался проект новой, монолитно-бетонной конструкции тепловой изоляции, наносимой методом торкретирования, который заключается в нанесении слоя бетона по армируемую поверхность теплоизоляционного материала, смешанного с каменным щебнем, в про-

порции 1:1. В связи с тем, что применение тепловой изоляции на основе асбеста ограничивается температурой 430°C, для изоляции ЦВД турбины применена двухслойная конструкция. Для снижения температуры от 565 до 450°C наносится первый слой — асбестовый, литовой или асбоперлитовой. Перед нанесением изоляции поверхность ЦВД очищается стальными щетками до металлического блеска, а настилается в горячем виде 10% ным раствором кальцинированной соды. Корпус ЦВД предварительно прогревается до температуры 60–80°C паром, который подается на устья турбины при работающем валовороте. После окончания и выключения электродвигателя. Расчетная толщина первого слоя изоляции в наиболее горячих местах корпуса ЦВД (паровпуск ЦВД и герметиз. ЦВД) составляет 70 мм, в остальных местах 50 мм. Последующие слои изоляции наносятся только после просушки предыдущего слоя до влагосодержания 15–20%. Для сокращения времени просушки производится подача пара в пропорции часть турбины с поддержанием частоты вращения в пределах 5,0–6,6 с⁻¹. Для снижения температуры металла от 450 до 45–50°C наносится второй слой изоляции на основе распушенного асбеста. Толщина второго слоя в зависимости от рабочей температуры металла корпуса составляет 210–250 мм. По окончании 1-го и 2-го слоев изоляции толщиной 30–40 мм каждая из частей приближения расширяющего устройства к изолируемой поверхности выполняется более плотными для получения высоких механических свойств.

После нанесения торкретированной изоляции до проектной толщины на ее поверхность натягивается металлическая сетка, прикрепляемая к специальным шпилькам, которые вворачиваются в корпус ЦВД через определенный шаг. На сетку наносится отделочный

штукатурный слой, производится оклеивание изоляции стеклотканью с последующей окраской.

Основными преимуществами торкретированной изоляции можно назвать следующие: высокие теплоизоляционные качества, стабильность температурных полей при длительной эксплуатации и минимальная разность температур между верхней и нижней частями цилиндра за счет бесшовности и монолитности конструкции, высокая прочность. Объем торкретированной тепловой изоляции меньше на 30% по сравнению с другими конструкциями, а трудозатраты меньше в 4–5 раз.

Методом двухслойной торкретированной изоляции производится тепловая изоляция корпуса стопорного клапана и клапанов промисгрева (до фланцевого соединения). Верхняя часть клапанов (после фланцевого соединения) изолируется съёмными матрацами из асбестовой ткани, наполненными известково-кремнеземистым порошком. Для изоляции паропроводов применяются известково-кремнеземистые скорлупы и сегменты, изготовленные на основе известия, асбеста, гипса или кремнеземистого материала (диатомита, кварцевого песка и т. д.) путем приготовления из указанных компонентов тонкодисперсной массы, заливки ее в формы, последующей автоклавной обработки и сушки.

ГЛАВА ТРИНАДЦАТАЯ

УСТРАНЕНИЕ ДЕФОРМАЦИИ НАРУЖНОГО КОРПУСА ЦВД И ОБОЙМЫ ЦНД

13-1. Общие положения

Исследование и обобщение данных эксплуатации и ремонтов турбин за период с 1964 по 1967 г. показали наличие остаточной деформации плоскости горизонтального разреза наружного корпуса ЦВД. Деформация выражалась в повышении зазора по горизонтальному разрезу наружного корпуса при свободном наложении верхней половины на нижнюю и в заплывистости расточек. Появление деформации и, как следствие этого, нарушение плотности разреза подтверждалось во время эксплуатации наличием давления пара в трубопроводе отсоса из обжима разреза, следствием чего являлось образование цилиндра. Остаточная деформация и пропаривание наблюдается в зонах переднего и среднего уплотнения, впускного цилиндра, гармонуса ЦВД, камеры 2-го отбора и выходной части среднего уплотнения. Во время капитальных ремонтов турбин к устранению зазема ЦВД обычно устраивалась выработка предварительного напыления для сохранения зазора между наружным корпусом и внутренними деталями уплотнительного пояса. Наличие заплывистости расточек требовало проведения дополнительных подгоночных работ по поясам и двукратным уплотнениям. Необходимость проведения указанных работ приводила к значительному увеличению срока капитального ремонта и уменьшению срока межремонтной кампании. Известно, что основной причиной, вызывающей деформацию

наружного корпуса паровых турбин, являются термические напряжения, возникающие в металле. Определение причин факторов, приводящих к деформации наружного корпуса ЦВД, разработка и проверка эффективности мероприятий по их устранению явились целью экспериментальных исследований, которые были проведены на нескольких турбинах К-160 130.

13-2. Анализ характера и величины остаточной деформации наружного корпуса ЦВД

Остаточная деформация наружного корпуса ЦВД при ремонтах оценивается обычно по плотности прилегания верхней половины к нижней при свободном наложении или при частичной затяжке, т. е. величиной и характером распределения зазора по внутреннему и наружному уплотнительным поясам фланца горизонтального разреза. Наиболее представительными показателями деформации принято считать зазор по наружному пояску и разность зазоров по внутреннему и наружному уплотнительным поясам. На рис. 13-1 показан горизонтальный разрез корпуса

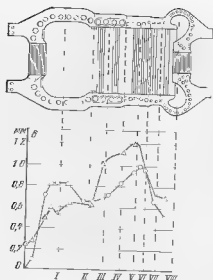


Рис. 13-1. Характер и величина остаточной деформации фланца горизонтального разреза вдоль оси ЦВД при свободном наложении верхней половины цилиндра на нижнюю

— С — — — Л — зазоры по наружному и внутреннему поясам фланца

ЦВД и распределение вдоль осей зазоров, характеризующих степень остаточной деформации, после двухлетнего периода эксплуатации турбины. Характер и величина остаточной деформации вдоль оси турбины позволяют произвести условное разделение цилиндра на сечения I—VIII. Из рис. 13-1 видно, что участки цилиндра с различными осевым притоком пара расположены между передним концевым уплотнением и паровпуском свежего пара (0—I), концом внутреннего цилиндра (I—II), выхлопом ЦВД (II—III), камерой 2-го отбора (III—V), выхлопом ЧСД (V—VIII). Подобное разделение наружного корпуса ЦВД, сделанное на основании величины и характера изменения остаточной деформации, достаточно хорошо отражает его конструктивные особенности. Необходимо отметить, что при зазоре в ЦВД до 0,8 мм прогиб фланца не превышает 0,1 мм. В ЧСД наблюдается прогиб фланца до 0,4 мм и максимальная деформация приходится на участок между выхлопом ЦВД и камерой 3-го отбора (III—IV). Раскрытие фланца в этой зоне подтверждается наличием давления пара в трубопроводе стока из обшивки разреза. Расход пара из обшивки составлял по замерам около 4,0 т/ч.

Возникновение остаточной деформации в зонах переднего и заднего концевых уплотнений (0, I, V, VIII) вызвано большой жесткостью конструкции корпусов уплотнений, которые не допускали перегибания при изменении температуры внутренних деталей, несущих уплотнительные кольца относительно наружного диска цилиндра. Разности температур между указанными зонами

были возникали при пуске турбины из холодного состояния из-за более быстрого прогресса внутренних частей, который вызывает значительно более высоким коэффициентом теплоотдачи в уплотнении, чем в камерах подвода и отвода пара к ним. При пуске из холодного состояния разности температур возникали из-за нагрева на уплотнения турбины относительно холодного пара в делянаторе, что приводило к появлению значительной температурной неравномерности в наружном корпусе. В некоторых случаях значительная деформация выхлопа ЧСД вызывалась преждевременным снижением давления перед разбрызгиванием разреза при температуре металла свыше 100°C.

Все указанные причины появления значительных температурных напряжений были устранены заменой жесткой конструкции корпусов уплотнений на податливую в радиальном направлении, выполненную схемой с раздельными коллекторами подачи пара на уплотнения ЦВД и ЧСД, ликвидацией вакуумного отсоса из переднего уплотнения и обеспечении подвода пара к уплотнению ЦВД в период пуска с температурой 120—300°C в зависимости от температуры металла цилиндра.

Причины возникновения значительной деформации в зоне между выхлопом ЦВД и ЧСД были неясны. Для их выяснения и устранения проводились специальные исследования на одной из турбин Литовской ГРЭС. Программой исследований предусматривалась получение наиболее представительных данных по температурному состоянию металла ЦВД, их детальный анализ и получение необходимых материалов для разработки конструктивных мероприятий, которые обеспечили бы уменьшение остаточной деформации.

Для проведения испытаний на наружном корпусе ЦВД было установлено 123 термометра, обеспечившие получение достаточно полной картины распределения температур вдоль оси наружного корпуса и в потребных сечениях выделенных массивных и горячих частей с тем, где можно было ожидать возникновения наибольших температур и как следствие этого, термических напряжений. Во время пусков из различных температурных состояний фиксировались величины, характеризующие режимы работы турбоустановки: параметры расхода пара и пропускная способность на выхлопе ЧСД, расход пара на охлаждение стержней паровпуска ЧСД, статистическое пересечение ротора, расширение цилиндров электрической нагрузкой.

На рис. 13-2 представлено распределение температуры металла внешнего цилиндра и фланца горизонтального разреза вдоль оси турбины при номинальной нагрузке в стационарном режиме. Из рис. 13-2 видно, что распределение температур вдоль оси турбины от передних концевых уплотнений до выхлопа ЧСД характеризуется значительными перепадами между соседними участками. Наибольший перепад температур (до 160°C) наблюдается между выхлопом ЦВД и камерой 2-го регенеративного отбора. Значительный перепад температур (до 130°C) имеется также в зоне между 2-м отбором и выхлопом ЧСД. Распределение температур вдоль оси фланца аналогично распределению по металлу цилиндра: перепады по указанным зонам

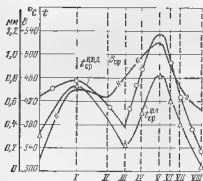


Рис. 13-2. Характер распределения температуры металла внешнего цилиндра и фланца горизонтального разреза
 —○— — средняя температура металла в сечении внешнего цилиндра ($t_{\text{ср}}^{\text{вн}} \text{ } ^\circ\text{C}$)
 —△— — средняя температура металла в сечении фланца горизонтального разреза ($t_{\text{ср}}^{\text{фл}} \text{ } ^\circ\text{C}$)

составляют соответственно 120 и 100°C. Приведенное на рис. 13-2 изменение зазора по наружному обводу фланца разреза вдоль оси турбины по своему характеру соответствует изменению температуры металла. В сечении по 2-му регенеративному отбору наблюдается нагрев металла цилиндра свыше 500°C, причем в нижней половине окружности сечения температура достигает 550°C. Такой уровень температур объясняется перетечками пара из камеры паровпуска ЧСД из-за неплотности обоймы диафрагмы 8-й ступени по разному и посадочному пояску, что подтверждается повышением температуры пара во 2-м отборе против расчетной на 25-30°C.

В пусковых режимах из различного теплового состояния наблюдались разности температур по ширине фланца в ЧСД, достигающие 60-80°C, что приводило к короблению разреза и возрастанию давления пара в трубопроводе отсоса из обводки.

Проведенные исследования позволили сделать вывод о том, что характер распределения остаточной деформации в обводе турбины не зависит от режимов работы турбостанции и определяется конструктивными особенностями ЦВД. Задача ликвидации деформации могла быть решена путем снижения общего уровня температуры цилиндра в зоне отпаривания ЧСД до камеры 3-го отбора и ликвидации как осевого, так и радиального расширения фланца. Мероприятия по устранению причин остаточной деформации наружного корпуса ЦВД осуществлялись поэтапно, как находящихся в эксплуатации турбин, так и на вновь выпускаемых.

13-3. Модернизация теплозащитного экрана и системы охлаждения в зоне паровпуска среднего давления

Полученные температурные зависимости в зоне паровпуска среднего давления, характеризующиеся большим осевым градиентом по ци-

линдру и фланцу, значительной неравномерностью температурного поля в поперечных сечениях по паровпуску ЧСД и камере 2-го отбора, разностью температур по ширине фланца, показали, что теплозащитный экран и его охлаждение осуществляемое паром, уходящим на промисгрев, недостаточно эффективно. При осматривании экрана во время вскрытия ЦВД была обнаружена его остаточная деформация, в результате чего зазоры для прохода охлаждающего пара были выбраны, а изоляция между листами экрана разрушена. Воздушной подушкой тракта охлаждения установлено, что охлаждающий поток пара выходит в районе патрубков паровпуска и не омывает пространство между экраном и цилиндром.

Исследование эффективности экрана дало возможность сделать вывод о плохой организации потока охлаждающего пара и его малом влиянии на температурное поле цилиндра в зоне паровпуска. Для предотвращения коробления экрана и сохранения зазора для пропускания охлаждающего пара постоянным верхняя и нижняя его половины были выпущены из трех частей со своими фиксированными, что обеспечило большую свободу тепловых расширений экрана. Расчетным путем было установлено, что максимальный эффект охлаждения достигается при тангенциальном течении охлаждающего пара в зазоре между экраном и корпусом. Для организации такого течения к торцам экрана были приварены уплотняющие листы, уплотнено также место сопряжения экранов корпуса с цилиндрическими экранами паровпускных патрубков, а для выхода пара на боковых экранах у разреза и на верхних экранах в центральной части выполнены специальные окна. Изменилась схема подачи охлаждающего пара. Дополнительно к существующим в цилиндре вблизи фланцев горизонтального разреза было сделано четыре подвода пара. Для обеспечения равномерного распределения потока охлаждающего пара в местах его дополнительных подводов в цилиндре выфрезерованы расположенные по оси турбины канавки.

Испытания, проведенные на турбинах с реконструированными экранами и измененной схемой подачи охлаждающего пара, показали эффективность внедренных мероприятий. На рис. 13-3 показаны кривые изменения температуры металла по окружности сечения паровпуска ЧСД до и после усовершенствования экрана и системы его охлаждения при работе турбины с номинальными параметрами. На рис. 13-3 видно, что снижение температуры в сечении произошло в среднем на 32°C, а в местах подвода пара температура металла снизилась на 80°C. Зона внешнего охлаждения цилиндра после модернизации увеличилась до 75% всей окружности, а зона максимальной температуры осталась 1% длины, что уже не могло сколько-нибудь значительно повлиять на термические напряжения. Осевой градиент температур между сечениями выхода ЧВД и

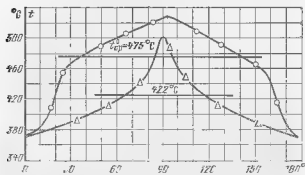
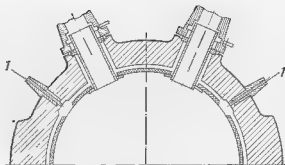


Рис. 13.3. Температура металла внешнего цилиндра в сечениях по паровпуску ЧСД

1 — дополнительная подложка охлаждающего пара температура до усовершенствования экранов и системы их охлаждения — Δ — то же после модернизации.

паровпуска ЧСД уменьшился более чем в 4 раза и составил 30°C , а разность температур по ширине фланца в зоне паровпуска ЧСД снизилась до 15°C . Необходимо также отметить снижение до 500°C максимальной температуры металла наружного корпуса ЦВД в сечении по диаметру 2-го регенеративного отбора с одновременным сокращением зоны этой температуры по длине цилиндра более чем в 2 раза. Общее снижение уровня температуры металлов паружного корпуса привело к увеличению относительного расширения ротора высокого давления, что повысило маневренность турбины.

Через 12 000 ч работы с усовершенствованными экранами и новой системой охлаждения в период проведения капитального ремонта была произведена проверка прилегания верхней половины ЦВД к нижней как при свободном монтаже, так и при частичной затяжке крепежа. Замеры производились по внутреннему и наружному поясам. Характер и степень деформации оценивались по методике ЦКТИ. В соответствии с этой методикой определялись следующие показатели: максимальный зазор по наружному уплотнению по ясыку, длина участка между двумя минимумами зазоров, наибольшая разность зазоров по внутреннему и наружному поясам.

Сравнение остаточной деформации разъемов ЦВД до и после проведения мероприятий по усовершенствованию экранов и системы охлаждения позволило сделать следующие выводы:

1) величина и характер изменения зазора по наружному поясу за 12 000 ч эксплуатации практически остались на прежнем уровне, незначительное возрастание зазора произошло только в зоне паровпуска ЦВД, затяжка кре-

пежа в холодном состоянии устраняла этот зазор,

2) разность зазоров между внутренним и наружными поясами стала одинакова и не превышала 0,1 мм в ЧВД, а в зоне паровпуска среднего давления эта разность уменьшалась до нуля.

Необходимо отметить, что впервые за время эксплуатации исследуемой турбины отсутствовало парение разъема, а при вскрытии ЦВД не было обнаружено следов протечек пара. Полученные результаты подтвердили эффективность усовершенствованных теплозащитных экранов и системы их охлаждения и определили их внедрение на всех турбинах К-160 130.

13-4. Ликвидация камеры 2-го отбора и установка совмещенной обоймы 8—11-й ступеней

Модернизация теплозащитных экранов и системы охлаждения в зоне паровпуска среднего давления не решила полностью проблему устранения значительного градиента температуры вдоль оси наружного корпуса ЦВД от паровпуска среднего давления до камеры 2-го регенеративного отбора. Градиент температуры в этой зоне составлял $1,4^{\circ}\text{C}$ на 1 см длины при абсолютной разности температур 90°C . Обнаруженный во время испытаний нагрев металла паружного корпуса в сечении по 2 му отбору до 550°C вызывался наличием камеры отбора, стенки которой не имеют экранирования.

Следует также отметить, что температура пара во 2-м отборе была выше расчетной и составляла $550-555^{\circ}\text{C}$ вместо 527°C . Это повышение температуры объяснялось перетечками пара из камеры паровпуска промперегрева в камеру отбора через неплотности горизонтального разъема цилиндра и обоймы диафрагмы 8-й ступени. Перетечки пара через разъем обоймы диафрагмы 8-й ступени явились следствием особенностей конструкции обоймы, вызванных условиями ее размещения в цилиндре. Обойма имеет одинаковую по всей высоте толщину, что определяет ее значительный прогиб, для ограничения которого обойма опирается специальными винтами на последующую обойму 8—11-й ступеней. Имеющиеся только со стороны паровпуска ЧСД фланцы горизонтального разъема недостаточны по развиты. Из-за малого перепада давления на обойму усилия прижатия уплотняющего пояса обоймы к расточке цилиндра недостаточны. Все это приводило к нарушению плотности разъема обоймы, перетечкам пара из промперегрева в камеру отбора и, как следствие, к указанному характеру распределения температуры металла наружного корпуса как

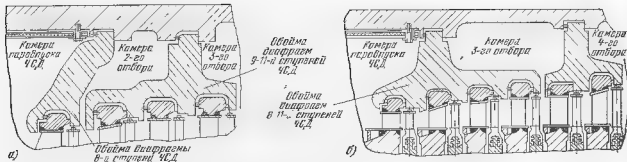


Рис. 13-4 Конструкция ЧСД цилиндра высокого давления
а — с камерой 2-го отбора; б — без камеры 2-го отбора

по окружности, так и вдоль оси турбоагрегата

Для снижения осевой температурной неравномерности по наружному корпусу ЦВД между паровпускком среднего давления и камерой 4-го отбора было принято решение о ликвидации камеры 2-го отбора и замене обойм для установки диафрагм 8-й и 9-11-й ступеней ЧСД на одну общую обойму 8-11-й ступеней. Выполнение этого решения потребовало изменения схемы регенерации высокого давления с включением подогревателей № 7 и 8 параллельно по питанию паром, уходящим на промсрегрев. На рис. 13-4 показана конструкция ЦВД до и после модернизации. Как видно из рисунка, ликвидация камеры 2-го отбора и установка совмещенной обоймы 8-11-й ступеней привела к существенному увеличению камеры 3-го отбора и упрощению технологии изготовления цилиндра путем сокращения числа обойм.

Проверка эффективности установки совмещенной обоймы и ликвидации камеры 2-го регенеративного отбора являлась весьма длительными испытаниями. Подготовительные работы по турбине заключались в освидетельствовании корпуса ЦВД, термомпарам и установке измерительной аппаратуры. Всего было установлено 67 термомпар, из них 9 на фланцах горизонтального разреза. Выбор места установки термомпар определялся стремлением получить представительную картину распределения температур по наружной поверхности цилиндра и особенно поныне измерить температурное поле в зонах от паровпуска ЧСД до выхода

Кроме температуры металла фиксировались параметры пара и другие величины, характеризующие работу турбины. Испытания проводились по специальным программам как на стационарном режиме, так и в режимах пуска и останова. Наиболее характерные для температурного состояния величины, полученные для одного из стационарных режимов, представлены в табл. 13-1. Сравнение температурного состояния наружного корпуса ЦВД с аналогичным до модернизации указывает на значительные изменения в характере распределения температур. Из табл. 13-1 вид-

Таблица 13-1
Температурное состояние наружного корпуса ЦВД до и после модернизации

Определяется величиной	До модернизации	После модернизации
Энергетическая нагрузка, МВт	150	150
Температура свежего пара, °С	557	555
Температура парового пара, °С	553	550
Режимная температура металла, °С:		
о паровпуске ЦВД	460	452
по выпускному ЧВД	368	370
по паровпуску ЧСД	420	427
по камере 2-го отбора	515	496
по камере 3-го отбора	490	452
по камере 4-го отбора	450	390
Разность температур металла паровпуска ЧСД и камеры 3-го отбора	70	27

но, что абсолютный уровень температур существенно снизился. Средний температурный градиент вдоль оси турбины в зоне между паровпускком ЧСД и камерой 3-го отбора уменьшился на 60%. Снижение температурного уровня ЦВД подтверждается увеличением относительного расширения ротора высокого давления.

На рис. 13-5 показан характер изменения температуры наружного корпуса ЦВД при стационарном режиме работы турбины. Здесь значения температуры наружного корпуса ЦВД приняты по обобщенным данным проведенных в два этапа исследований после внедрения рекомендаций по улучшению температурного состояния. Анализ результатов исследований указывает на значительное улучшение температурного состояния наружного корпуса ЦВД, которое заключается в следующем:

- 1) максимальная температура цилиндра в зоне камеры 2-го отбора снизилась с 530 до 500°C после первого этапа и до 465°C после второго этапа модернизации;
- 2) среднетемпературная температура металла цилиндра в зоне после выхода ЧВД снизилась с 456 до 429 и 419°C соответственно после первого и второго этапов;
- 3) значительно снизилась разность температур между отдельными сечениями цилиндра (между выпускном ЧВД и паровпускком ЧСД она упала со 106 до 50°C, а между камерой 2-го отбора и выпускном ЧСД — с 200 до 145°C);

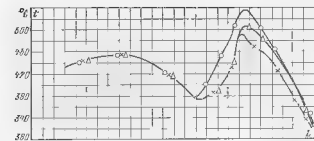


Рис. 13-5 Характер изменения температуры металла внешнего корпуса ЦВД.

—○— температура до модернизации; —△— температура после модернизации экранов; —×— температура после установки экранов с обшивкой 8 и 11-й ступеней

4) неравномерность распределения температур в поперечном сечении на паровпуске ЦВД снизилась со 120 до 90°C за счет улучшения охлаждения цилиндра в зоне между пароводящими патрубками

Внедрение мероприятий по улучшению температурного состояния наружного корпуса ЦВД: усовершенствование экранов и системы охлаждения паровпускной части среднего давления, ликвидация камеры 2-го отбора, установка совмещенной обшивки диафрагмы 8 и 11-й ступеней, эффективность которых была подтверждена проведенными испытаниями, значительно повысили надежность, маневренность и экономичность турбины. Проверка состояния одной из модернизированных турбин после двухлетнего периода эксплуатации показала, что характер и величина остаточной деформации наружного корпуса остались с момента внедрения указанных мероприятий практически на исходном уровне.

13-5. Исследование температурного состояния внутреннего корпуса ЦВД

Программа изучения температурного состояния турбины с целью улучшения ее маневренных характеристик была завершена проведением исследований температурного поля металла внутреннего корпуса ЦВД в условиях пусков турбины из различных тепловых состояний.

В процессе длительной эксплуатации турбин коробления фланцев внутреннего корпуса ЦВД обнаружено не было, что свидетельствует о правильно выбранной конструкции. Поэтому наиболее тщательно исследовалось температурное состояние внутреннего корпуса в районе паровпуска со стороны четвертого (перепускного) регулирующего клапана, где предполагалось обнаружить наибольшие термические напряжения.

Испытания производились ХТГЗ совместно с ЮжОГРЭС на одной из турбин Львовской ГРЭС. При подготовке турбины к испытаниям на внутреннем корпусе было установлено 38 термометров типа ХА. Программа испытаний предусматривала замер температур

нах полых внутреннего корпуса при пуске турбины из различных тепловых состояний и в стационарном режиме работы.

Максимальная разность температур, замеченная по глубине металла в районе паровпуска верхней половины внутреннего корпуса, была обнаружена во время пуска турбины через 52 ч после останова и составляла 40°C. Температурное поле в один из моментов времени этого пуска было использовано для расчета термоупругих напряжений в стенках внутреннего корпуса. В соответствии с методикой корпус рассматривается как сопряженные оболочек вращения, торообразных и цилиндрических. Расчет проведен на цифровой ЭВМ М 222. В результате расчета получено максимальное меридиональное напряжение $\sigma_r = 41$ МПа, максимальное окружное напряжение $\sigma_\theta = 52$ МПа. Для стали 15Х1М1ФЛ предел текучести при температуре 400—500°C составляет $\sigma_{0.2} = 180 \div 200$ МПа.

Полученные результаты позволили сделать вывод о том, что термические напряжения в металле внутреннего корпуса турбины значительнее ниже допустимых и не ограничивают маневренность турбины в различных режимах ее работы.

13-6. Реконструкция обшивки ЦВД

Особенностью конструкции ЦВД турбины является применение сварного типа обшивки, расположенной в выхлостном патрубке. Независимо от схемы блока (моноблок или двухблочный) сброс пара из котлов в режимах пуска и останова турбины, а также при сбросе электрической нагрузки осуществляется в переходный пароводящий конденсатор через пароприемные устройства БРОУ-2. Сбрасываемый пар температурой 200°C охлаждается до температуры 70°C выхлопом конденсата в пароприемные устройства. Пароприемные устройства представляют собой грубы с вваренными соплами. Через расширяющиеся форсунки и сопла подается вода под напором конденсатных насосов. Сопла пароприемных устройств устанавливаются таким образом, чтобы выходящий с критической скоростью пар не попадал непосредственно на охлаждающие трубки конденсатора, а был направлен под небольшим (10°) углом вверх.

Уже после первого года эксплуатации турбины были обнаружены значительные остаточные деформации (коробления) обшивки, существенно снижавшие надежность и экономичность турбины. Для выяснения причин этого явления ХТГЗ совместно с ЮжОГРЭС провел специальные исследования на электростанциях и заводе.

При обследовании обшивки ЦВД на электростанциях в период ремонтов были обнаружены значительные радиальные и аксиальные остаточные деформации. Аксиальная деформация выражалась в уменьшении расстояния между посадочными гнездами первых ступеней обшивки по оси ЦВД. Аксиальная остаточная деформация достигала 4,5 мм в верхней половине и 2,0 мм в нижней половине обшивки. Волокнистые при этом значительные превышающие предел усталости напряжения в стержнях, которые сжимают внутренние лопаточные колеса, приводили к их изгибу и разрушению сварных соединений. В результате аксиальной деформации уменьшались входные зазоры в проточной части потока со стороны генератора и входные зазоры потока со стороны регулятора.

Радиальная деформация выражалась в раскрытии (образовании зазора) горизонтального разреза и появлению эллипсности расточек. При этом диаметр в горизонтальной плоскости уменьшался, а в вертикальной — увеличивался. Максимальный зазор горизонтальной разреза обычно наблюдался в районе паровпускной составляющей в ряде случаев 7,5—8,0 мм при незатуплении кромки. Максимальная эллипсность расточек обоемы в том же месте доходила до 5,0—6,0 мм. Уменьшение зазора в результате затяжки крепежа было незначительным. В результате действия усилий, вызывающих радиальную деформацию обоемы, в местах припарки ребер появились трещины. Эти трещины в разломе страны шли по плоскости горизонтального разреза вверх и вниз по шву на расстояния 50—70 мм, а в отдельных случаях и до 150 мм. Эллипсность расточек под давлением приводила к тому, что у горизонтального разреза полностью выбирались радиальные зазоры между посадочными выступами обоемы и диафрагмами. В ряде случаев наблюдалась деформация, расщепления и разделение диафрагм. На диафрагмах шести ступеней отдельных турбин были обнаружены трещины в районе пазов под боковые шпонки. Через зазор по горизонтальному разрезу, образовавшийся в результате радиальной деформации обоемы, перетекало значительное количество (до 12—14 т/ч) пара из камеры паровпуска в камеры регенеративных отборов и конденсатор минуя проточную часть, что снижало экономичность обоемы. Ниже будет показано, что причиной деформации обоемы являлась разность температур между ее внутренними и наружными деталями, повышавшаяся на некоторых режимах.

Для уменьшения деформации обоемы ЦНД ХТГЗ выполнены следующие конструктивные усовершенствования:

- 1) на наружной обечайке обоемы установлен теплозащитный экран;
- 2) ребра, разделяющие камеру паровпуска и камеры отборов, выполнены с кольцевыми разрезами;
- 3) для предотвращения перетока пара из камеры паровпуска в камеру 4-го отбора разрез уплотнен металлическими накладками;
- 4) стержни между внутренними коническими кольцами приварены со специальными втулками;
- 5) на раземе внутренних конических колец в обоих потоках установлен крепеж в районе паровпуска и 8-го отбора;
- 6) на флангах горизонтального разреза обоемы в районе камер 6-го отбора сделаны вертикальные прорезы;
- 7) изменена конструкция камер 4-го и 7-го отборов.

Измерения, произведенные на обоях ЦНД турбин после внедрения указанных усовершенствований, показали, что остаточная деформация обоемы существенно не уменьшилась: раскрытие горизонтального разреза составляло 3,5—5,0 мм.

Однако внедренные мероприятия принесли определенную пользу. На стационарном режиме работы при нагрузке 150 МВт температура наружной обечайки, которая без экрана в зоне паровпуска составляла 100°C, после

установки экрана возросла до 300°C, а разность температур между наружными и внутренними частями снизилась с 200 до 30°C. Одновременно выравнилось распределение температур по окружности наружной обечайки, которое на обоеме без экрана было крайне неравномерным. Установка экрана позволила также уменьшить постоянные потери тепла от наружной поверхности обоемы и следовательно, повысить экономичность турбины.

Анализ состояния обоемы 15 турбин показал, что радиальная деформация наблюдается как при наличии экрана, так и без него. Было выдвинуто предположение, что причиной деформации обоемы являются значительные разности температур между ее внутренними и наружными деталями. Однако на обоях с экранами эти разности были на стационарном режиме сравнительно невелики (примерно 30°C). Поэтому естественно было предположить, что значительные температуры разности и, как следствие этого, деформации появлялись на истиннональных режимах работы турбины в блоке. Для подтверждения этого, вызвавшего деформацию обоемы ЦНД, на одной из турбин Липовской ГРЭС, работающей в блоке с барбанным котлом, были проведены специальные термометрические исследования.

Температура металла обоемы в этих исследованиях измерялась хромель-копелевыми термометрами, установленными на наружных и внутренних деталях в сечении по паровпуску и по камерам отборов на первом потоке ЦНД. Программа испытаний предусматривала проведение опытов на следующих режимах:

- 1) останов блока со сбросом пара в конденсатор через БРОУ 1 и БРОУ 2 с включением впрыска конденсата в пароприемные устройства БРОУ-2, расположенные в конденсаторе;
- 2) пуск неостывшей турбины после останова различной продолжительности;
- 3) работа турбины на холостом ходу при различных способах охлаждения выхлопного пара;
- 4) стационарные режимы работы турбины при нагрузках 90 и 150 МВт.

На рис. 136 показано изменение разности температур между внутренними и наружными поверхностями обоемы при пуске турбины из горячего состояния после останова на 3 ч. К началу пуска температура металла обоемы составляла 130—250°C. Разности температур наружных и внутренних деталей к моменту пуска котла были 50—70°C. При пуске блока после открытия БРОУ 1 и БРОУ 2 и начала сброса пара в конденсатор турбины наблюдалось интенсивное охлаждение наружной поверхности обоемы со скоростью 5—6°C/мин, причем раньше стали охлаждаться ее верхние части и выхлопное сечение. В результате этого через 10—15 мин поверхность обоемы охлаждалась примерно до температуры насыщения, соответствующей вакууму в конденсаторе.

Вследствие такого интенсивного захлаживания наружной поверхности возникали большие градиенты температур между наружными и внутренними частями обоемы, достигавшие 210°C в зоне паровпуска, 180 и

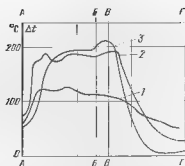


Рис. 13.6. Изменение разности температур между внутренними и наружными поверхностями обоймы при пуске. 1-3 — разности температур в сечениях соответственно 7-го и 6-го отборов и паровпуска; 4-6 — отбор пара БРОУ-1 и БРОУ-2; 6-7 — начало отбора пара; 8-9 — начало и окончание опыта в сеть и закрытие БРОУ-1 и БРОУ-2; 1-9 — окончание опыта

120°C в зонах 6-го и 7-го отборов. Процесс захлаживания наружной поверхности происходит следующим образом: пар, сбрасываемый в конденсатор турбины через пароприемные устройства БРОУ-2, выходя из сопел, смешивается с подаваемым в них охлаждающим конденсатом. Так как скорость пара достаточно велика (давление за БРОУ-2 достигает 0,4 МПа), а расстояние между пароприемными устройствами и обоймой мало, конденсат не успевает испариться и попадает вместе с паром на поверхность явряда обоймы, температура которой составляет 200°C. Это приводит к испарению конденсата и интенсивному охлаждению явряда и, следовательно, к отводу тепла от поверхности обоймы. Кроме того, происходит деформация явряда, приводящая к увеличению зазора между обоймой и экраном. В этот зазор поступает конденсат, что также способствует охлаждению наружной обечайки. Температуры внутренней обечайки в период интенсивного охлаждения наружной практически не изменяется, так как отвод тепла от нее через колпаковые перегородки несуществен. Сразу же после толчка турбины внутренние и наружные детали обоймы в сечениях по паровпуску и в камере 6-го отбора начинают прогреться. Температура обоймы в выхлопном сечении несколько снижается так как во время останова турбины она поднималась выше номинального значения за счет подвода тепла от более нагретых деталей паровпуска. Как только были закрыты БРОУ-2, наружная поверхность обоймы начала с большой скоростью (около 10°C/мин) прогреваться. Разность температур между внутренними и наружными деталями быстро уменьшалась и через 40 мин после включения в сеть при нагрузке около 75 МВт составляла 20-30°C.

Следует отметить, что выпрыск конденсата в пароприемные устройства БРОУ-2 был включен несколько раньше открытия БРОУ-2 и выключен значительно позже его закрытия. Следовательно, подача только одного конденсата при закрытом сбросе пара не приводит к охлаждению обоймы. Большие температурные градиенты возникали только при совместной подаче пара и воды в пароприемные устройства. Это подтверждается и тем, что наибольшему охлаждению обоймы соответствует максимальное давление пара за БРОУ-2 (наибольшая энергия потока пара).

Во время останова турбины со сбросом пара в течение 3 ч в конденсатор турбины через БРОУ-1 и

БРОУ-2 максимальное захлаживание наружной поверхности и соответственно максимальные разности температур (140°C в сечениях по паровпуску и в камере 6-го отбора, 110°C в сечении по 7-му отбору) наблюдались при наибольшем давлении за БРОУ-2, равном 0,35 МПа. По мере понижения давления пара за БРОУ-2 начинает преобладать другой фактор — подвод тепла к наружной поверхности от горячих внутренних деталей. Охлаждение наружной поверхности прекращается и начинается ее прогрев. В результате описанного процесса через 12 ч остывания (из них 8,5 ч без вакуума в конденсаторе) разности температур внутренних и наружных деталей обоймы во всех сечениях не превышали 30°C.

Большое влияние на значение возникающих разностей температур оказывает начальное температурное состояние обоймы. При пуске турбины после суточного останова разности температур составляли 80-120°C, т. е. значительно меньше, чем при пуске после останова на 3 ч. При пуске турбины из холодного состояния сколько-нибудь значительные разности температур вообще не возникали.

На температурные градиенты существенно влияет и принятая технология пуска. В случае прекращения сброса пара в конденсатор через БРОУ-1 и БРОУ-2 до начала подачи пара в турбину прогрев обоймы во время пуска не приводит к появлению больших разностей температур. Если БРОУ-1 и БРОУ-2 закрываются после включения генератора в сеть, то разности температур достигают 120°C в районе паровпуска. В случае использования для охлаждения выхлопного патрубка на холостом ходу и малых нагрузках конденсата пароприемных устройств или подпиточной воды также наблюдалось захлаживание наружной поверхности обоймы. Этот процесс можно объяснить забросом охлаждающей воды на обойму восходящими потоками пара.

Исследования, проведенные на стационарной нагрузке 150 МВт при номинальных параметрах пара, показали, что на этом режиме большие разности температур в различных сечениях обоймы отсутствуют.

Проведенные исследования в условиях электростанции, на натурной обойме существенно затруднено. Поэтому для подробного исследования механизма деформации обоймы, определения допустимых радиальных градиентов температур и разработки мероприятий для устранения коробления обоймы заводом были проведены соответствующие опыты на модели обоймы, а также выполнен специальный расчет для колпакового элемента обоймы с внутренним ребром. Исследуемая модель была изготовлена в масштабе 1:4. Материал модели и крепежа соответствовал натурной обойме. Термическое состояние модели стабилизировалось газовым нагревателем. Внешнее захлаживание обоймы имитировалось радиальной подачей распленной воды на поверхность модели через колпаковый коллектор. Программа исследований предусматривала прогрев модели до стационарного теплового состояния натурной обоймы, т. е. до температуры 250-320°C с последующим захлаживанием внешней поверхности.

В результате проведенных исследований на модели и расчетов механизм деформации представляется сле-

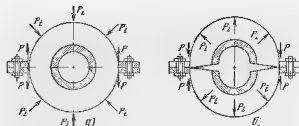


Рис. 13.7 Схема усилий, действующих при деформации обоймы.

а — при захлаждении; б — при прогреве; P_2 — распределения нагрузки; P_1 — регулирующие усилия.

дукцион образом (рис. 13.7) При захлаждении внешней поверхности обоймы соединениям крепким фланцы горизонтального разреза препятствуют сокращению ее наружных волокон за счет жесткости внутреннего ребра. При этом как в крепеже, так и в обечайке обоймы возникают растягивающие напряжения, а во внутреннем ребре — напряжения сжатия. При разности температур между обечайкой и внутренним ребром (70°C) в обечайке возникает напряжение, превышающее предел текучести, что приводит к ее пластической деформации. По мере выравнивания температуры по радиусу обоймы путем прогрева ее внешний диаметр увеличивается по отношению к исходному размеру, обечайка расширится и растягивает ребро, т. е. происходит процесс, обратный наблюдавшемуся при захлаждении. При этом происходит выпучивание обоймы, которое вызывает удлинение наружной обечайки. Следовательно когда наружная обечайка (оболочка) прогревается после захлаживания и за описанными выше процессом, появляется зазор по ее горизонтальному разряду, при захлаживании наружной обечайки зазор исчезает. Эти рассуждения подтверждаются экспериментами на натурном образце.

В стационарном режиме при нагрузке 150 МВт температура пара в камере 6-го обора была близка к температуре пара в камере паровпуска ЦНД и составляла 270°C против 180°C по расчету, что свидетельствовало о наличии значительных перетечек горячего пара по горизонтальному разряду. Как только начинается процесс захлаживания обоймы, температура пара в 6-м оборе резко снижается. В дальнейшем по мере прогрева обоймы эта температура повышалась почти до температуры пара в ресивере. Такое явление наблюдалось во время всех пусков исследуемой турбины.

Полученные экспериментальные и расчетные данные позволяют сделать следующие выводы:

- 1) причиной деформации обоймы ЦНД является выпучивание на переменных режимах работы турбины больших разностей температур между ее внутренними и наружными деталями;
- 2) в большинстве случаев разность температур возникает вследствие захлаживания наружных деталей при попадании на них пароводной смеси из пароприемных устройств БРОУ-2 конденсатора турбины;
- 3) максимальные разности температур (около 180 – 220°C) возникают при пуске турбины после кратковременного останова на 3–12 ч, а также при сбросе пара в конденсатор

турбины сразу после останова. При пуске блока после останова на 24 ч разность температур не превышает 80 – 100°C ;

4) при пуске из любого теплового состояния прогрев обоймы рабочим потоком пара не вызывает значительных температурных разностей, если наружная поверхность обоймы не была предварительно захлажена;

5) при работе турбины на холостом ходу и малых нагрузках захлаживание наружной поверхности обоймы вызывается потоками охлаждающего конденсата, предназначенного для снижения температуры металла выхлопного патрубка;

6) в стационарном режиме работы турбины разность температур между внутренними и наружными деталями обоймы не превышает 50°C ; отключение ПНД2, сопровождающееся падением горячего пара в обойму из уловителя ЦВД, практически не приводит к изменению температурного поля обоймы;

7) проведенные расчеты и исследования на модели показывают, что напряжения, превышающие предел текучести и приводящие к остаточной деформации, возникают в наружной обечайке обоймы при разности температур между ребрами и обечайкой более 70°C .

Проведенные исследования выявили причины и характер деформации обоймы ЦНД и позволили разработать мероприятия по их ликвидации. Конструктивные мероприятия заключались в установке защитных листов обоймы и изменении конструкции пароприемных устройств конденсатора. Проверка эффективности указанных мероприятий производилась на одной из турбин Литовской ГРЭС. Поскольку в предыдущих опытах было установлено, что максимальные разности температур между наружными и внутренними деталями возникали во время сброса пара в конденсатор сразу после останова, а также при пусках блока после кратковременных остановов, то именно этим режимам было уделено особое внимание при проведении новой серии экспериментов.

На рис. 13.8 показана обойма ЦНД с установленными защитными листами. Листы должны были предотвратить попадание пароводной смеси на наружную поверхность обоймы. Для проверки влияния защитных листов на температурное поле обоймы был проведен сброс пара в конденсатор турбины сразу после останова. Такой режим можно считать наиболее тяжелым с точки зрения температурного состояния, так как на горячую обойму попадает смесь воды и пара из пароприемных устройств. Перед сбросом пара температура металла обоймы в различных сечениях находилась на уровне 140 – 310°C , а разность температур между внутренними и наружными деталями не превышала 30 – 40°C . Сразу после включения впрыска конденсата в пароприемные устройства началось резкое охлаждение наружной поверхности обоймы во всех сечениях, кроме паровпуска. Температура наружной поверхности быстро приблизилась к температуре насыщения, соответ-

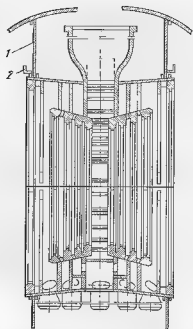


Рис. 13-8. Установка защитных листов на обшивку ЦНД
1 — защитный лист, 2 — желоб для сброса воды

ствующей давлению в конденсаторе, а разность температур между наружными и внутренними деталями выросли до 120–150°C. При осмотре обшивки, проведенном после этого опыта, были обнаружены ботинки зазоры между защитными листами (выхлопным патрубком) и обшивкой, разъемы между верхними и нижними листами не были уплотнены. Все это приводило к попаданию пароводяной смеси на поверхность обшивки и захламлению ее выхлопных сечений. Для ликвидации зазоров конструкция защитных листов была усовершенствована: на верхнем листе установлены специальные желоба для сброса воды, выполнено дополнительное уплотнение верхнего защитного листа.

Проведенные после внедрения указанных мероприятий пуски и остановки блока со сбросом пара в конденсатор показали, что полностью устранить захламление наружной поверхности обшивки в районе выхлопа, а следовательно, и появление разностей температур между наружными и внутренними деталями установкой защитных листов не удалось. Невозможность обеспечить абсолютную плотность листов приводила к тому, что пароводяная смесь, выходящая из пароприемных устройств БРОУ-2 с большой скоростью, продувалась через имеющиеся щели и захламляла крайние сечения обшивки. Тем не менее установка защитных листов позволяла устранить захламление наружной поверхности обшивки в районе паровпуска и значительно уменьшить охлаждение обшивки в других сечениях.

Сравнение зазоров между верхними и нижними подовицами обшивки при свободном да-

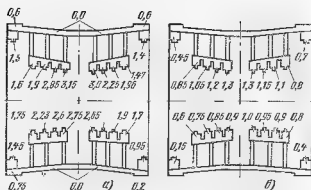


Рис. 13-9. Зазоры по горизонтальному разрезу обшивки
а, б — до и после эксплуатации соответственно до установки защитных листов и с защитными листами

ложении после года эксплуатации турбины до установки защитных листов и после их установки (рис. 13-9) показывает значительное уменьшение зазора горизонтального разреза. Так, максимальный зазор разреза в зоне паровпуска уменьшился с 3,15 до 1,3 мм, а в зоне выхлопа — с 1,4 до 0,7 мм. Образовавшиеся зазоры по горизонтальному разрезу ликвидировать во время капитальных ремонтов турбины наплавкой разреза нижней половины обшивки по последующей шабровой по верхней половине. В дальнейшем заводом был разработан метод правки обшивки нагревом. Этот метод кроме ликвидации зазоров по разрезу позволяет уменьшить эллипсность расточек под диафрагмы.

13-7. Реконструкция пароприемных устройств конденсатора

Радикальное решение вопроса устранения охлаждения наружной поверхности обшивки ЦНД заключалось в том, чтобы исключить расширение пароводяной смеси в конденсаторе. Этого удалось достичь установкой выносных пароприемных устройств дроссельно-охлаждательных устройств (ДОУ). Принцип их работы заключается в многоступенчатом расширении пара в щелях концентрично расположенных цилиндрических поверхностей с последующим ташением кинетической энергии потока пара после каждой ступени расширения. Охлаждение пара обеспечивается впрыском конденсата в горло расширяющегося сопла, которое одновременно является и первой ступенью расширения. Количество конденсата, подаваемого на охлаждение, необходимо регулировать таким образом, чтобы температура сбрасываемого пара за последней ступенью расширения была равна 60–70°C. Конструкция сбросного устройства такова, что пар выходит из последней ступени слегка (на



10 20°C) перегретым. Устройством обладает влагонепаряющими свойствами, так как многократно изменяет направления потока пара обеспечивая отделение частиц влаги. Дросселирующе-охлаждающее устройство (рис 13 10) состоит из наружного корпуса, внутренних концентрических кожухов с кольцевыми прорезями смещенными относительно друг друга, и увлажнительного сопла. Пар поступает в ДОУ через увлажнительное сопло, затем проходит через кольцевые прорезы кожухов, дросселируясь при этом до необходимых параметров. Устанавливаются ДОУ на стенке переходного патрубка между ЦНД и конденсатором. Основные преимущества выносных ДОУ перед расположенными в конденсаторе паросбросными устройствами старой конструкции состоят в том, что они исключают прямой проход охлаждающей воды и не загромождают выхлопное сечение турбины.

На заключительном этапе исследования была проверена эффективность совместной работы защитных листов с усовершенствованным уплотнением и выносных перископических устройств. Два ДОУ были установлены

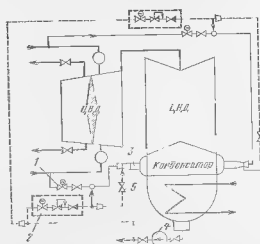
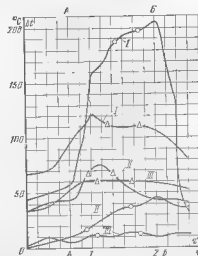


Рис. 13.11 Схема подвода пара и конденсата к ДОУ
1—БРОУ-2 2 —узел впуска в БРОУ-2 и ДОУ; 3—ДОУ; 4—
конденсатный насос; 5—задвижка для подрегулировки.



на переходной палатке со стороны герметичного люка ЦНД. Кальдое ДУО было рассчитано на пропуск 60 т пара в час при давлении перед ним 0,45 МПа, Схема подключения пара и конденсата к ДУО показана на рис. 13.11. Проверка работоспособности ДУО, проведенная после их плавидки, показала, что они обеспечивают максимально возможный расход пара на всех режимах пуска и остановки. При этом температура сбрасываемого пара равна 250°C после БРОУ 2 и 70°C на входе в конденсатор после ДУО.

13-8. Проверка температурного состояния обоймы после установки защитных листов и дроссельно-охлаждающих устройств

Исследования температурного поля обоймы проводились на наиболее тяжелых режимах сброса пара в конденсатор сразу после останова блока. Результаты проведенных исследований позволили сделать вывод о том, что сброс пара через выносные ДОУ при наличии защитных листов не приводит к охлаждению наружной поверхности обоймы, а следовательно, и появлению в ней недопустимых термических напряжений. Захлаживание обоймы не наблюдалось как в опытах без применения охлаждения выхлопного патрубка, так и с включением выстрелов сбросных устройств или охлаждающего устройства выхлопного патрубка. Во время опытов расход пара через ДОУ увеличивался до максимального, температура пара за БРОУ 2 не превышала 250°C, а на входе в конденсатор 40 - 50°C.

На рис. 13-12 представлен обобщающий график, показывающий изменение разностей

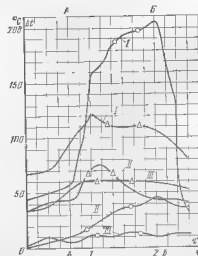


Рис. 13.12 Изменение разностей температур между внутренними и наружными деталями обоймы

—○— — разности температур в сечениях соответственно по диаметру $\phi 50$ и $\phi 70$ деталей

I—III — обоймы соответственно в первоначальном состоянии, после установки защитных листов и после установ. БРЭ-2

A—A — наклон сброса пара через БРЭ-2, B—B — закрыты

объемным расходом пара. В различные время такие исследования были проведены Уральским турбомоторным заводом, ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского, ЦКТИ им. И. И. Ползунова, Харьковским политехническим институтом им. В. И. Ленина и другими организациями.

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы: при работе турбоагрегата с относительно большим расходом пара и номинальным вакуумом ступени ЦНД работают с положительными к. п. д. и теплосодержание пара на выходе из ступеней ниже, чем на входе, соответственно и температура пара, выходящего из ступени, ниже температуры пара, входящего на ступень. При уменьшении расхода пара (уменьшении объемного расхода GV) или повышении противодавления скорости истечения пара из направляющих и рабочих лопаток уменьшаются, соответственно уменьшаются располагаемый и используемый теплоперепад. При этом может наступить такой момент, когда к. п. д. последней ступени становится отрицательным, теплосодержание пара, проходящего через последнюю ступень, возрастает, соответственно возрастает и его температура. Такой режим работы ступени характеризуется тем, что мощность данной ступени не вырабатывается, а происходит торможение ротора паром, имеющим малую скорость, с поглощением мощности. При дальнейшем уменьшении объемного расхода происходит распространение вышеуказанного явления на предыдущую, предпоследнюю ступень.

Необходимо отметить, что в условиях эксплуатации в номинальном режиме пар на последних ступенях ЦНД влажный, поэтому при повышении теплосодержания с уменьшением объемного расхода пара сначала происходит только изменение степени сухости, а температура пара, соответствующая температуре насыщения при данном давлении, изменяется только с изменением вакуума. И только тогда, когда процесс расширения пара перемещается в зону перегретого пара, дальнейшее повышение теплосодержания с уменьшением объемного расхода приводит к быстрому росту температуры пара. Согласно методике, разработанной на Уральском турбомоторном заводе, повышение теплосодержания на режимах с малым объемным расходом пара может быть определено следующим образом:

$$2000 \frac{\Delta i}{u^2} = 2\gamma \left[1 - Z \frac{F_n}{F_c} \cos \sigma_1 - Z \cos \beta_2 \right], \quad (14-1)$$

где $2000 \frac{\Delta i}{u^2}$, $Z = Gv/F_n$ — безразмерные параметры (Δi — повышение теплосодержания

пара в ступени, кДж/кг; u — окружная скорость на среднем диаметре, м/с; G — расход пара через ступень, кг/с; v — удельный объем пара на выходе из ступени, м³/кг); F_n , F_c — выходные площади рабочих и направляющих лопаток, м²; σ_1 и β_2 — углы выхода потока с направляющих и рабочих лопаток; γ — коэффициент дополнительных потерь.

Поглощаемая ступенью мощность определяется по формуле

$$\Delta N = G \Delta i \quad (14-2)$$

Следует обратить внимание еще на одну особенность работы последних ступеней турбин при малых объемных расходах пара. Исследования показали, что на таких режимах в последних ступенях мощных паровых турбин наблюдается существенное перераспределение расходов пара по высоте лопатки, увеличивается расход в периферийной области и уменьшается в прикорневой. В прикорневой зоне наблюдается обратный поток пара. В этих условиях возникают срывные явления, развивающиеся с увеличением нагрузки и ухудшением вакуума. Как по высоте лопаток, так и в осевом направлении срывные зоны, вынужденное движение и обратные потоки пара могут проходить через сопловую решетку и охватывать предыдущую ступень. Вентиляционные явления, возникающие в зонах срыва потока на лопатках последних ступеней, приводят к дополнительным потерям мощности типа вентиляционных и как следствие, к повышению температуры пара в указанных зонах.

14-2. Охлаждение выхлопного патрубка впрыском распыленного конденсата в поток пара

Для предотвращения перегрева ЦНД применяются различные методы охлаждения выхлопных частей турбины. Опыт длительной эксплуатации турбин К-160-130 и специальные исследования показали, что на режимах малых нагрузок и холостого хода происходит повышение температуры выхлопного пара ЦНД примерно до 250°C. При этом выхлопные части разогреваются до 150°C с разностью температур между боковыми стенками до 90°C. Неравномерность разогрева выхлопного патрубка объясняется значительной закруткой парового потока за последней ступенью, наличием ребер и перегородок в выхлопном патрубке.

На рис. 14-1 показан процесс расширения пара в турбине при номинальной нагрузке и в режиме холостого

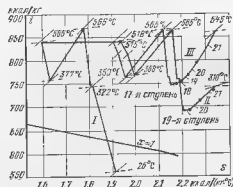


Рис. 14-1. Процесс расширения пара в турбине.

этого хода при различном производстве. Процесс построен на основании теплового расчета режима номинальной мощности и режима холостого хода. Во II и III режимах мощность на валу генератора приблизительно равна нулю, т. е. указанные режимы можно рассматривать как режимы холостого хода. Из процесса видно, что последние три ступени ЦНД в режиме II и последние пять ступеней в режиме III (режим уходящего вакуума) не вырабатывают мощность, а потребляют ее. Суммарная отрицательная мощность для режима II составляет 865 кВт, для режима III $\Sigma M = 2715$ кВт. Теплосодержание пара за указанными ступенями повышается, что приводит к соответствующему увеличению температуры.

На турбинах первых выпусков для охлаждения выхлопного пара ЦНД применялся выриск конденсата непосредственно в ресивер перед ЦНД. Однако от этой схемы завод вскоре отказался ввиду того, что для обеспечения существенного охлаждения выхлопного пара необходимо было значительно снижать его температуру на паровпуске ЦНД. Оснащение заклочалась в возможности появления значительных термических напряжений в роторе и статоре ЦНД и попадания вырискваемого конденсата в прочную часть турбины. В дальнейшем на турбине для охлаждения выхлопного пара применялась система, состоящая из перфорированных коллекторов (продольных и поперечных), находящихся в переходном патрубке, через которые в патрубок подавался конденсат. После того как завод начал изготавливать выносные пароприемные устройства, для охлаждения выхлопного патрубка стали пользоваться конденсатом вырских старых сбросных устройств подаваемым через растылаивающие форсунки. Указанная система имела следующие недостатки.

1) неравномерность охлаждения, которая вызывалась тем, что восходящий поток конденсата сдувался исходящим потоком пара, основная часть которого из-за закрутки потока проходит через правую по вращению ротора часть патрубка. В результате этого правая часть выхлопного патрубка оставалась нагретой, а левая охлаждалась.

2) увеличение эрозии на выходных кромках рабочих лопаток последних ступеней, которая вызывалась, отраженным от стенок и ребер выхлопного патрубка каплями конденсата, а также по течению капель влаги обратным током в присоединенной зоне лопаток.

3) значительный расход конденсата (до 300 т/ч) для создания заметного эффекта охлаждения выхлопного патрубка необходимо было поддерживать в коллекторах давление около 16 МПа.

В 1966 г. ХТГЗ совместно с ЮжОГРЭС приступил к разработке новой системы охлаждения выхлопного пара и патрубка ЦНД на режимах малых нагрузок и холостого хода, которая должна была исключить перечисленные недостатки существовавшей системы. Разрабатываемая конструкция системы охлаждения должна была удовлетворять следующим требованиям:

1) обеспечивать равномерное и надежное охлаждение выхлопного пара и патрубка ЦНД на режимах малых нагрузок и холостого хода,

2) не вызывать увеличения эрозии выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней,

3) не приводить к большим термическим напряжениям в деталях ЦНД и их деформации.

Необходимо отметить, что проблемой охлаждения выхлопных патрубков паровых турбин занимаются зарубежные турбостроительные фирмы. На рис. 14-2 изображена одна из разработанных систем охлаждения. Основной частью системы является кольцевой коллектор с растылаивающими форсунками. Диаметр коллектора приблизительно равен наружному диаметру диска последней ступени. Угол установки форсунок подбирается так, чтобы образующая конуса распыла не пересекалась с плоскостью вращения рабочих лопаток. Работает

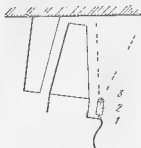


Рис. 14-2. Система охлаждения выхлопного патрубка (Франция)
1 лопатка последней ступени; 2 кольцевой коллектор; 3 конус распыла охлаждающей воды

система следующим образом: поток пара рециркуляции, имеющий место при малых нагрузках и холостом ходе, подается в растылаивающий конденсат и втягивает его в конусную зону лопаток. Центробежная сила перемещает влагу от корня к периферии лопатки, обеспечивая при этом охлаждение пара. Затем выходящий поток пара выбрасывает оставшуюся часть влаги в выхлопной патрубок, охлаждая при этом и пер в патрубок. Эта система имеет один существенный недостаток: она предполагает наличие противозавихровой защиты по всей высоте рабочей лопатки.

Основу системы охлаждения выхлопного пара и патрубка составляют кольцевые коллекторы, состоящие из отдельных дугообразных участков (в верхней половине выхлопного патрубка из двух участков, в нижней — из четырех). Коллекторы выполняются из труб диаметром 50 мм и крепятся на каждом потоке к направляющим листам выхлопного патрубка хомутами. Диаметр коллектора приблизительно равен наружному диаметру рабочих лопаток последней ступени. Конденсат на выриск отбрасывается из лопатки основного конденсата за охлаждаемыми основными эжекторами непосредственно перед началом рециркуляции и подводится к коллекторам по четырем трубопроводам диаметром 80 мм. На каждом коллекторе с отпаянным углом установлены растылаивающие форсунки (по 22 форсунки на каждый поток). Количество форсунок было выбрано исходя из результатов теплового расчета режима холостого хода как наиболее тяжелого с точки зрения температурного состояния выхлопного патрубка. Угол установки центробежных форсунок выбирается таким, чтобы образующая конуса распыла, пересекая поток выхлопного пара, в то же время не пересекала рабочие лопатки и направляющие листы ЦНД.

Работает система следующим образом: выходящий из центробежных форсунок межкомплесный конденсат подхватывается при работе турбины потоком пара из рабочих лопаток последней ступени. Как было сказано выше, поток пара в режимах холостого хода и малых нагрузок проходит в основном через периферийные области рабочих лопаток, против которых расположены коллекторы с форсунками. Этим самым обеспечивается наиболее полное использование вырскиваемого конденсата. За счет частичного испарения конденсата происходит охлаждение выхлопного пара. Оставшийся неиспарившийся конденсат попадает вместе с охлаждаемым паром на детали выхлопного патрубка, не допуская его разогрева. Поддача конденсата по всей окружности

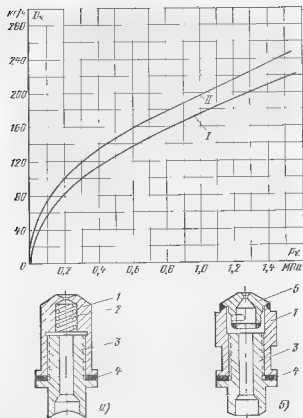


Рис. 14-3 Конструкция форсунок и их расходные характеристики

а — завихрителем; б — тангенциальной; 1 — корпус форсунки; 2 — завихритель; 3 — штуцер; 4 — прокладка; 5 — форсунка; 6 — II — форсунки соответственно с завихрителем и тангенциальной

обеспечивает равномерность охлаждения. Пар, подсымаемый в корневой части рабочих лопаток, унесен каплей неспарившегося конденсата, так как вследствие резкого изменения направления движения происходит сепарация влаги. Таким образом, охлаждение рабочих лопаток по высоте от корня к периферии осуществляется холодным, но не содержащим влаги паром, поэтому необходимость в специальной противокоррозийной защите отпадает.

Эффективность работы системы охлаждения во многом зависит от конструкции и характеристик форсунок, поэтому во время испытаний системы проверялась работа двух типов конструкций центробежных форсунок: 1) с завихрителем; 2) с тангенциальным вводом конденсата

На рис. 14-3 показаны оба вида форсунок и представлены их рабочие характеристики. Завихритель имеет винтовую трехзаходную резьбу с шагом 4,0 мм и размерами канавки 1,5×2,0 мм. Выход конденсата осуществляется через центральное отверстие диаметром 1,75 мм в корпусе форсунки. Корпус форсунок обоих типов сделан с одинаковой резьбой для

соединения со штуцером, что позволяет производить их замену. Детали форсунок изготовлены из следующих материалов: корпус с вваренным распылителем тангенциальной форсунки — из нержавеющей стали 1Х13, корпус и завихритель форсунки с завихрителем из стали 3Х13. Штуцеры обоих типов форсунок изготовлены из углеродистой стали

В результате исследований работы форсунок произведенных на заводе-изготовителе, были получены характеристики, представленные на графике рис. 14-3. Из графика видно, что для форсунки с завихрителем максимальный расход конденсата составляет 217 кг/ч при давлении перед форсункой около 1,5 МПа. Необходимо отметить что начиная с давления 0,7 МПа и выше зависимость расхода от давления близка к линейной, и распыл конденсата имеет достаточную дисперсность. Зависимость расхода конденсата от давления в рабочем диапазоне (свыше 0,7 МПа) может быть выражена уравнением $G = 96 \Delta p^{1,80}$, где G — расход конденсата, кг/ч, Δp — перепад давления на форсунке, МПа. Угол распыла конденсата для форсунки с завихрителем при $p_k = 1,5$ МПа составляет 70°, а высота конуса около 600 мм. Для тангенциальной форсунки максимальный расход конденсата составляет 246 кг/ч при давлении перед форсункой $p_k = 1,5$ МПа и расходная характеристика имеет линейную зависимость начиная с давления 0,7 МПа. Угол распыла конденсата в диапазоне давления 0,6–1,5 МПа находится в пределах 60–65°, а высота конуса при $p_k = 1,5$ МПа достигает 800 мм. К преимуществам тангенциальной форсунки следует отнести большую пропускную способность, более высокий конус при меньшем угле распыла и простоту изготовления. Преимуществом форсунки с завихрителем является более тонкий распыл конденсата что стало определяющим при выборе типа форсунки для серийных турбин

14-3. Экспериментальное исследование новой системы охлаждения

Исследование и определение эффективности системы охлаждения выхлопного пара и патрубков а также выяснение влияния охлаждающего конденсата на температурное поле обшивки ЦНД и эрозийно-выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней было произведено на турбине № 1 Литовской ГРЭС в 1967–1968 гг. Были проведены следующие серии опытов по специализированным программам при различных режимах работы турбоустановки: стационарном режиме при номинальной нагрузке, режиме холостого хода после разгрузки с номинальной нагрузкой, режимах пуска и сброса из различных тепловых состояний. Особое внимание было уделено обработке режимов работы новой системы на малых нагрузках и холостом ходу. При проведении всех опытов к моменту выхода турбины на холостой ход сброс пара из котла в конденсатор турбины прекращался (БРОУ 1 и БРОУ-2 закрыта), в результате чего давление в системе промертзевала устанавливалось в соответствии с расходом пара на турбину

В каждом промерзшем режиме осуществлялся тщательный температурный контроль металла верхней и нижней обшивки ЦНД, металла паропровода обшивки ЦНД камер 6, 7 и 8 от отборов. Замеры температуры отработанных пара производились в наиболее характерных точках обшивки обеих лопаток против корня, середины и периферии рабочих лопаток на расстояниях 100–150 мм от выходных кромок, в шести местах по окружности под углом 60°. Кроме температуры металла и пара производился замер параметров свежего пара и пара промерзевшего, пара в ресивере и отборах ЦНД.

вакуума в конденсаторе, электрической нагрузки, давления конденсата перед форсунками охлаждающего устройства и других величин. При сбросе пара и котла через БРОУ и ДОУ в период до толчка турбины температура металла выхлопного патрубка была 63–70°C. После толчка турбины до выхода на холостой ход в зависимости от параметров пара, соответствующих тому или иному типу пуска (из холодного, неостывшего или горячего состояния), температура пара за последними ступенями повышается до 110°C. При работе на холостом ходу наблюдается дальнейший рост температуры выхлопного пара до 150–235°C. Одновременно происходит разогрев металла нижней половины выхлопного патрубка обиха потоков с правой по вращению стороны до 100°C, при этом разность температур между левой и правой сторонами патрубка достигает 50°C. Подтая конденсата под давлением $p_k = 10 \pm 1,2$ МПа в форсунках новой системы охлаждения с дальнейшим увеличением давления до 18 МПа приводила к резкому снижению температуры металла выхлопного патрубка и отработавшего пара по всем контролируемым точкам до температуры насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе. Снижение температуры происходило приблизительно за 10 мин. Одновременно устранялся температурный градиент выхлопного патрубка и обеспечивалось равномерное температурное поле металла.

Параллельно с определением эффективности работы новой системы охлаждения проводилось исследование влияния ее на эрозионный износ выходящих кромок рабочих лопаток. Как было указано выше, одной из причин эрозии выходящих кромок при работе турбины на холостом ходу и малых нагрузках является подсос капиллярного конденсата к корневым сечением рабочих лопаток обратным потоком пара. Проводившиеся ранее исследования причин деформации обоймы ЦНД турбины Ц 160-131 косвенным образом подтверждают подобное объяснение процесса эрозии: при включении впуски конденсата в пароприемные устройства наблюдалось за охлаждением наружной поверхности обоймы, что еще детально оговаривалось о наличии капиллярной влаги в зоне выхлопа из последней ступени.

В связи с тем, что эрозионные процессы развиваются в течение длительного времени, в данном случае применялся методика, позволяющая определить область разрушения выходящих кромок за короткий промежуток времени работы турбины (0,5–1 ч). Указанная методика была разработана ХТГЗ совместно с Ленинградским кораблестроительным институтом. Суть метода состоит в том, что на рабочую лопатку наносится отделимыми слоями специальный полимерный материал состоящий из следующих компонентов: стеклоткань марки «9», клеев БФ-4, смолы ЭД-4, полиэтиленполиамин, динитрилфталат и алюминиевой пудры. Основой метода является то обстоятельство, что скорость разрушения полимерного материала тем выше, чем больше скорости разрушения материала рабочей обоймы. Программа исследований строилась таким образом, чтобы обеспечивалась возможность сравнения влияния новой и старой систем охлаждения на развитие процесса эрозии. Результаты испытаний позволили сделать следующие выводы: основное влияние на эрозию выходящих кромок рабочих лопаток последних ступеней ЦНД оказывает конденсат который поступает из старой системы охлаждения выхлопного патрубка, и сбросы конденсата из деаэратора. Значительное влияние конденсата выходящего из форсунок новой системы охлаждения на эрозию выходящих кромок рабочих лопаток не обнаружено.

Анализ и обобщение многочисленных экспериментальных данных и результаты проведенных расчетов позволяют сделать следующие выводы:

1) новая система охлаждения обеспечивала равномерное и надежное охлаждение выхлопного пара и патрубка ЦНД на режимах малых нагрузок и холостого хода;

2) метод охлаждения впрыском распыленного форсунками конденсата в поток пара, выходящего из последней ступени, показал себя надежным и полностью работоспособным.

Влияние охлаждающего конденсата при новой системе сжатия на эрозию выходящих кромок рабочих лопаток последних ступеней ЦНД практически отсутствует. Расход конденсата при применении новой системы составляет приблизительно 10, вместо 300 т/ч при работе старой системы. 3 турбины, снабженных защитными листами обоймы ЦНД, конденсат новой системы охлаждения не вызывает изменения температурного состояния обоймы и соответствующей деформации. Внедрение новой системы охлаждения на турбинах привело к улучшению вакуумной плотности турбоустановки в результате ликвидации раскрытия разъемов выхлопного патрубка, устранению расцентровки роторов, происходящей при нагреве патрубков, и, следовательно, к сохранению зазоров в проточной части. После проведения наладочных работ новая система охлаждения начала поставляться с серийными турбинами, а также была внедрена на турбинах всех типов, выпускаемых ХТГЗ. На турбинах первых выпусков система охлаждения может быть смонтирована в условиях электростанции во время проведения капитальных ремонтов. Обязательным условием при выполнении этой работы является наличие защитных листов на обойме ЦНД. Включение системы охлаждения при пуске турбины осуществляется с момента подачи пара в турбину, отключение — после достижения нагрузки 25–30 МВт. При разгрузке турбины система охлаждения выключается после снижения нагрузки до 25–30 МВт, отключается с прекращением подачи пара в турбину.

Общий экономический эффект от внедрения новой системы охлаждения оценивается снижением удельного расхода тепла на 1 кВт·ч вырабатанной электроэнергии приблизительно на 0,1%.

ПУСК, НАГРУЖЕНИЕ И ОБСЛУЖИВАНИЕ ТУРБИН

15-1. Пусковая схема блока

При блочной компоновке оборудования котел и турбоагрегат органически связаны между собой, что выдвигает целый ряд особых требований, учет которых должен производиться при проектировании, наладке и эксплуатации блока. Блочная схема требует прежде всего высокой надежности всего основного и вспомогательного оборудования. Вспомогательное оборудование по своим габаритам и техническим характеристикам укрупняется. Производительность конденсатных, сливных, питательных насосов, вентиляторов, дымососов и другого оборудования принимается равной 50-100% номинальной; сводится к минимуму количество оборудования, которое находится в горячем резерве при работе блока.

Органическая взаимосвязь и взаимозависимость между отдельными элементами блока накладывает особые условия на управление блоком, которое осуществляется с БЩУ.

Пусковые и сбросные схемы котла и турбины тесно взаимосвязаны и по сути дела образуют единую пуско-сбросную схему блока, которая должна обеспечить

- 1) возможность пуска блока при любом тепловом состоянии котла, паропроводов и турбины без ущерба для надежности оборудования;
- 2) минимальные продолжительности пусков, затрат топлива и потерь конденсата при оптимальных условиях прогресса элементов котла, паропроводов и турбины;
- 3) водный режим при пуске блока в соответствии с установленными нормами;
- 4) предельное упрощение операций при пусках блока, а также возможность унификации программ автоматического управления;
- 5) возможность удерживания блока в работе при сбросе нагрузки до холодного хода или нагрузки собственных нужд;
- 6) возможность ремонта одного из котлов дубль-блока при работе турбины и второго котла.

Для создания оптимальных условий пуска турбины пусковая схема должна обеспечить возможность получения начальной температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева, соответствующих температуре металла ЧВД и ЧСД турбины. Важным условием также является обеспечение плавного регулирования этих температур

Блочные установки должны удовлетворить основным требованиям, предъявляемым к маневренности энергетического оборудования. В понятие маневренности блоков входят показатели, определяющие регули-

ровочный диапазон. Сюда, пусковые характеристики агрегатов (время пуска блока из различных тепловых состояний, надежность работы агрегатов при пусках и остановах, влияние таких режимов на долговечность агрегатов), приспосабливаемость блока (способность участвовать в первичном и вторичном регулировании частоты, в регулировании перетоков мощности по межсистемным связям, в ликвидации энергосистемных аварийных ситуаций) и, наконец, характеристики, определяющие режимы перевода блока на холодный ход или на нагрузку собственных нужд при сбросах мощности с генератора

Пусковая схема блока с турбиной К-160 130 зависит от типа котла, с которым комплектуется турбина. Турбина предназначена для работы в блоке либо с одним барабанным котлом — моноблок, либо с двумя прямоточными котлами — дубль блк. Обе пусковые схемы первоначально были выполнены двухбайпасными. Принципиально эти схемы позволяют осуществлять пуск блока на сколь угодно низких параметрах пара из любого теплового состояния и работу блока при полных или частичных сбросах электрической нагрузки.

При проектировании первых блоков с барабанными и прямоточными котлами за основу было принято расположение промежуточного пароперегревателя котла в зоне высоких температур газа и главная задача заключалась в обязательном пропуске через него пара для охлаждения. Поэтому была принята двухступенчатая пусковая схема байпасирования цилиндров турбины путем установки БРОУ-1 и БРОУ-2. Оба БРОУ рассчитаны на пропуск 25-30% пара номинальной производительности котла и имеют следующее назначение

- 1) при пусках блока из неостывшего состояния создать такой расход пара, который обеспечит: температуру пара, равную температуре металла паровых трубчатых частей турбины, охлаждение промежуточного пароперегревателя котла, а также прогрет паропроводов свежего пара и «горячего» промперегрева при работе совместно с дренажно-продувочными трубопроводами;
- 2) при сбросе электрической нагрузки до нуля не допустить срабатывания предохранительных клапанов свежего пара, снизить давление в системе промежуточного перегрева до 1,08 МПа и обеспечить охлаждение основного и промежуточного пароперегревателей котла циркулирующей через них парой;
- 3) ускорить с помощью БРОУ-2 снижение давления в системе промежуточного перегрева при частичных сбросах электрической нагрузки.

Согласно приведенной пусковой схеме (рис. 15.1) пуск турбины с барабанным котлом производится следующим образом. При

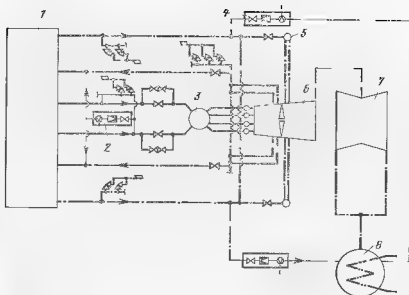


Рис 15-1. Первоначальная пусковая схема блока с барабанным котлом
1 — котел; 2 — БРОУ-1; 3 — стопорный клапан; 4 — БРОУ-2; 5 — блок впаивания промпрегрева; 6 — ЦВД; 7 — ЦНД; 8 — конденсатор.

растопке котла свежий пар через БРОУ-1 направляется в промежуточный паропрегреватель и затем через БРОУ-2 сбрасывается через пароприемные устройства в конденсатор турбины. Необходимая температура пара за БРОУ-1, БРОУ-2 и в конденсаторе поддерживается впрысками питательной воды и конденсата.

При достижении требуемой температуры свежего пара и пара промпрегрева производится пуск турбины. По мере увеличения расхода пара в турбину БРОУ-1 и БРОУ-2 постепенно прикрываются с таким расчетом, чтобы давление свежего пара перед турбиной оставалось неизменным. Полное закрытие БРОУ-1 и БРОУ-2 производится в тот момент, когда расход пара через турбину достигает производительности котла.

Пуск турбины в блоке с двумя прямоточными котлами (рис. 15-2) отличается тем, что после растопки

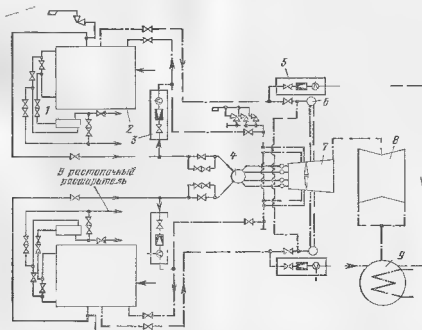


Рис 15-2. Первоначальная пусковая схема блока с двумя прямоточными котлами

1 — растопочный конденсатор; 2 — котел; 3 — БРОУ-1; 4 — стопорный клапан; 5 — БРОУ-2; 6 — блок впаивания промпрегрева; 7 — ЦВД; 8 — ЦНД; 9 — конденсатор.

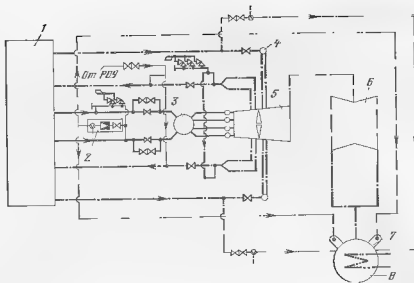


Рис. 15-3 Упрощенная пусковая схема блока с барабанным котлом
1 — котел, 2 — БРОУ, 3 — стопорный клапан, 4 — блок клапанов, 5 — ЦВД, 6 — ЦНД, 7 — предохранительное устройство, 8 — конденсатор

одного из котлов блока поступающая в растопочный сепаратор пароводяная эмульсия разделяется на два потока: вода направляется в деаэратор, а пар — в пароперегревательную часть котла и далее, как и в схеме с барабанным котлом, через БРОУ 1 и БРОУ 2 в конденсатор турбины. Нагрузку турбины перед сбросом параметров производится только до нагрузки, близкой к 60% паропроизводительности котла, что определяется пропускной способностью дроссельного клапана, установленного перед сепаратором. Дальнейшее нагружение турбины и подключение второго котла происходит при параметрах пара, близких к номинальным.

Блок с барабанным котлом. При рабочем проектировании барабанного котла его промежуточные пароперегреватели были выполнены конвективными, т. е. расположены в зоне сравнительно невысоких температур газов. Это обстоятельство позволило в последующем упростить схему с двухступенчатым байпасированием, что было подтверждено и опытом эксплуатации. Подтвердилось также и то, что при пусках и сбросах нагрузки промежуточные пароперегреватели можно не охлаждать, а подача пара в промпарогреватель необходима только для возможности прогрева всей системы промпарогрева. Поэтому в эксплуатации БРОУ используются как пусковые устройства.

Кроме того, практика показала, что применение БРОУ 1 и БРОУ-2 усложняет пуск турбины, так как нет надежного критерия, позволяющего регулировать прикрытия (открытие) клапанов БРОУ с одновременным открытием регулирующих клапанов турбины так, чтобы не допустить режима вентиляции в ЦВД и ЦСД.

Наиболее рациональной вылилась схема с одноступенчатым байпасированием и подводом свежего пара через РОУ перед пуском для прогрева паропроводов промпарогрева (рис. 15-3). Схема обеспечивает во время растопки котла или сброса нагрузки сброс избыточного пара из первичного перегревателя котла в конденсатор в обход турбины. Прогрев паропроводов промпарогрева во время пусков осуществляется свежим паром со сбросом по специальным трубопроводам в конденсатор. Так как этот пар сбрасывается в конденсатор через отдельное пароприемное устройство, то через него производится обеспаривание системы промпарогрева перед подачей пара в турбину. Внедрение указанной схемы упростило компоновку оборудования и трубопроводов, увеличило надежность и маневренность блоков, ускорило монтаж и снизило его стоимость, а также повысило экономичность блока путем устранения протечек пара через плотность клапанов БРОУ.

Блок с прямоточными котлами. Для блоков с прямоточными котлами первоначальная схема (рис. 15-2) обладала целым рядом недостатков, которые не давали возможности осуществлять надежные и быстрые пуски блоков из различных температурных состояний основного оборудования. К ним относятся:

- 1) недопустимость растопки холодного котла при горячих или неостывших паропроводах свежего пара;
- 2) необходимость длительного во времени прогрева протяженных участков паропроводов

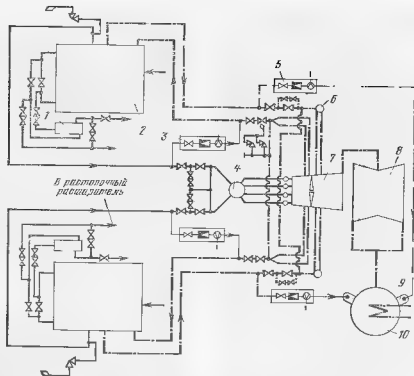


Рис 15-4. Усовершенствованная пусковая схема блока с двумя прямоточными котлами.

1 — растопочный сепаратор; 2 — котел; 3 — БРОУ-1; 4 — стопорный клапан; 5 — БРОУ-2; 6 — блок клапанов промпрегрева; 7 — ЦВД; 8 — ЦНД; 9 — приемный сбросное устройство; 10 — конденсатор

свежего пара и паропроводов промпрегревателя, расположенных между задвижками котла и турбины;

3) раздельное выполнение байпасных паропроводов главных паразопорных задвижек (ГПЗ-2) перед турбиной;

4) недостатки дренажно-продувочной схемы

Указанных недостатков лишена усовершенствованная пускосбросная схема блока, представленная на рис. 15-4. Эта схема внедрена на последующих блоках с прямоточными котлами.

Во избежание попадания холодного пара в неостывшие паропроводы (после останова на 10—20 ч) при растопке холодного котла, а также при заполнении котла водой в первоначальный период растопки устанавливается задвижка на трубопроводе от растопочного сепаратора к выходным коллекторам котла. Растопка котла на неостывшие паропроводы в начале производится при закрытой задвижке за сепаратором. Паропрегреватель при этом не охлаждается, так как температура газов невелика. Для сброса воды и пара из сепаратора в деаэризатор и в атмосферу (через расширитель) предусмотрен продувочный трубопровод с двумя последовательно расположенными задвижками. После начала пароброобразования в котле открывается задвижка за сепаратором пар направляется в паропрегревательный трест котла а сброс через продувочный трубопровод прекращается

Главные паразопорные задвижки ГПЗ-1 и ГПЗ-2 располагались на большом расстоянии друг от друга.

Отвод пара на БРОУ-1 выполнялся перед ГПЗ-1, а перед ГПЗ-2 имелся только дренаж. Так как участки паропровода от котла до ГПЗ-1 и от ГПЗ-1 до ГПЗ-2 необходимо прогревать последовательно, пуск значительно заточивался из-за наличия дренажа малого диаметра на втором участке паропровода. Для ликвидации этого положения ГПЗ-1 перенесены ближе к ГПЗ-2, отвод на БРОУ-1 выполнен непосредственно перед ГПЗ-2 и увеличен диаметр дренажного трубопровода. Эти мероприятия существенно улучшили прогрев паропровода свежего пара, резко сократили его продолжительность и улучшили трассировку паропровода к БРОУ-1.

Раздельное выполнение байпасов ГПЗ-2 обоих котлов не позволило равномерно и одновременно прогреть участки паропроводов между ГПЗ-2 и стопорным клапаном турбин. Участок паропровода от пеработавшего котла прогревался лишь до температуры насыщения, соответствующей давлению свежего пара. При подкючении второго котла этот неотрегретый заранее участок прогревался с очень большой скоростью. Учитывая это, байпасы ГПЗ-2 выполнялись в настоящее время совмещенными, что обеспечивает одновременный и равномерный прогрев соответствующих участков паропроводов свежего пара.

На паропроводах «холодного» промпрегрева расположение задвижек ППХ-1 и ППХ-2 на большом расстоянии друг от друга требовало отдельного прогрева участка паропровода, расположенного между ними. Кроме того, задвижка ППХ-1 располагалась на вертикальном участке паропровода, что приводило к скапливанию воды в патрубке над ней и невозможности ее отвода. Сбросный паропровод после БРОУ-1 выполнялся с очень большой длиной для обеспечения самокомпенсации при этом сбалансированные паропровода не обеспечивались. С учетом сказанного, в настоящее время задвижку ППХ-1 устанавливали на горизонтальном

участке паропровода рядом с задвижкой ППХ 2, что по-возможности упрощает пуски, повышает их надежность и улучшает транспортировку сбросных паропроводов после БРОВО-1.

На паропроводах «горячего» промпрегрева расположены задвижки ППГ-1 и ППГ-2 на большом расстоянии друг от друга приводятся при пуске блока к до-полнительным операциям по прогреву участка паропровода между ними и увеличению времени пуска. Кроме того, задвижки ППГ-2 располагались далеко от уровня тельной линии паропроводов «горячего» промпрегрева обих котлов, что не давало возможности прогреть до температуры работающего котла участок паропровода неработающего котла. Для ликвидации указанных недостатков задвижки ППГ-1 устанавливаются теперь рядом с задвижками ППГ-2, а уравнивательный паропровод подключается к основным паропроводам «горячего» промпрегрева в непосредственной близости от задвижки ППГ 2. Отвод на БРОВО 2 выполняется у самих задвижек ППГ 1.

Возле него симметричный паропровод сброса пара от БРОВО 2 каждого котла в паропроводные устройства конденсатора для того, чтобы при последовательной расстановке котлов не возникала асимметрия в распределении температур по выходному патрубку турбины.

15-2. Подготовка турбины к пуску

Турбины к 160-130 для дубль-блоков в отличие от турбин моноблоков снабжены регуляторами давления пара «до себя». В остальных различия между турбинами моноблоков и дубль-блоков нет, поэтому нет различия и в эксплуатации собственно турбин, хотя есть различия в эксплуатации турбоустановок моноблоков и дубль-блоков в целом. Так, в дубль-блоке при пуске растапливается только один котел, второй растапливается и подключается при работающей турбине и при достижении паропроизводительности работающего котла примерно 30% номинальной.

Первой операцией при подготовке турбины к пуску является проверка арматуры. Главные паровые задвижки и их обводные вентили, а также стопорные и регулирующие клапаны высокого давления и промпрегрева должны быть плотно закрыты. Полностью открываются дренажи на конденсатор из паропроводов свежего пара, горячих и холодных ниток промпрегрева (при дубль-блоке — только для котла, растапливаемого первым), а также все дренажи высокого, среднего и низкого давлений. Открываются также задвижки на линии каскадного слива дренажа греющего пара из подогревателей в ПНДП. Производится проверка исправности действия обратных клапанов на линиях отборов пара из турбины к ПВД и ПНД (ключом с блочного щита управления), а также регуляторов на линиях отвода дренажа из всех подогревателей.

Проверка исправности работы механизма управления турбины производится до включения масляных электронасосов. Включением электродвигателя синхронизатора регулятора

скорости бруска регулятора перемещается из одного крайнего положения в другое и обратно. При этом фрикционная муфта должна проскальзывать только при достижении упора. На турбинах дубль-блоков аналогичная проверка проводится также для регулятора давления. После окончания этих проверок маховик регулятора скорости должен быть доведен до упора в направлении «убавить», а маховик регулятора давления — до упора в направлении «понизить». Введение и выключение гидравлического автомата безопасности производится дистанционным воздействием на электромагнит автомата с блочного щита управления. После окончания проверки щиток гидравлического автомата безопасности должен остаться в крайнем нижнем положении. До начала работы масляных электронасосов производится также фиксирование показаний приборов теплового расширения корпуса турбины, относительного расширения роторов, осевого сдвига, а также температуры металла всех контролируемых точек корпуса.

Перед опробованием масляных электронасосов проверяется уровень масла в масляном баке, который при полностью заполненной масляной системе и неработающей турбине должен быть максимальным (350 мм от крышки бака), что соответствует отметке «3» по шкале маслоуказателя. Минимально допустимый уровень масла при работающей турбине составляет 600 мм от крышки бака, что соответствует отметке «10» по шкале маслоуказателя.

Анализ проб масла, взятых из нижних точек масляной системы, должен соответствовать ГОСТ. При необходимости в работу по замкнутому циклу включаются фильтр-пресс и центрифуга, настроенная на сепарацию влаги.

Первым пускается масляный электронасос низкого давления переменного тока (резервный) при закрытой задвижке на линии нагнетания. Постепенным открытием этой задвижки повышается давление масла в системе смазки, которое при отсутствии течей на маслопроводах медленно доводится до номинального (0,147 0,167 МПа) после маслоохладителей на уровне отметки «9». Когда обслуживающий персонал убеждается по смотровым окнам сливных маслопроводов, что масло нормально сливается из всех подшипников турбоагрегата, резервный электронасос отключается; при этом задвижки на линиях всасывания и нагнетания остаются открытыми. Таким же образом производятся испытания и останы аварийного масляного электронасоса постоянного тока.

Запуск пускового масляного электронасоса высокого давления также производится при

закрытой задвижке на линии нагнетания, причем развиваемое им давление должно быть не ниже 1,27 МПа. Медленным открытием этой задвижки постепенно повышается давление в напорной линии. При этом постоянно проверяется отсутствие утечек масла из систем регулирования и смазки. При полностью открытой задвижке на линии нагнетания давление в сливной линии системы регулирования должно быть не ниже 1,98 МПа, а в системе смазки (0,147-0,167 МПа) на уровне отметки «9».

Для проверки автоматического запуска резервного и аварийного электронасосов при падении давления в системе смазки переключатель на щите управления ставится в положение «Автоматическое включение насосов низкого давления» и останавливается пусковой электронасос.

При падении давления в системе смазки до 0,107 МПа должен автоматически включиться резервный насос. Для проверки автоматического запуска аварийного электронасоса, который должен автоматически включиться при падении давления в системе смазки до 0,088 МПа, необходимо прикрывать задвижку на линии нагнетания резервного электронасоса и вновь запустить и остановить пусковой электронасос. При необходимости регулировки автоматического включения резервного и аварийного электронасосов по давлению масла в системе смазки последнее изменяется прикрыванием задвижек перед маслоохладителями при работающем пусковом электронасосе. После окончания проверки своевременного автоматического запуска резервного и аварийного насосов останавливаются с включенной блокировкой и полностью открытыми задвижками на линиях всасывания и нагнетания.

При работающем пусковом электронасосе проверяется взаимодействие органов регулирования и защиты. После окончания проверки стопорные и регулирующие клапаны высокого давления и прогрева, а также обратные клапаны на линиях отборов должны быть полностью закрыты.

Независимо от схемы блока до начала растопки котла производится пуск конденсационной установки.

При закрытых задвижках на линиях опорожнения включается в работу пусковой эжектор циркуляционной системы, который создает в ней разрежение примерно 13,3 кПа. Постепенным частичным открытием задвижек на напорной линии циркуляционных водоводов водное пространство конденсатора заполняется водой, после чего создается небольшой проток охлаждающей воды через конденсатор путем частичного (на 15-20%) открытия сливных задвижек, и полностью открыва-

ются задвижки на напорной линии. В процессе дальнейшего пуска и нагружения турбины количество охлаждающей воды, проходящей через конденсатор, регулируется только сливными задвижками. После заполнения водного пространства пусковой эжектор циркуляционной системы отключается полным закрытием задвижек на линии отсоса воздуха, однако оставляется небольшой расход пара через эжектор для прогрева паропровода к основному эжектору.

Паровое пространство конденсатора заполняется конденсатом или обессоленной водой до уровня $\frac{2}{3}$ водоуказательного стекла. Включаются поочередно все конденсатные насосы и после проверки их исправности остаются в работе один из насосов. У насосов, оставленных в резерве, должны быть полностью открыты задвижки на линиях всасывания и нагнетания. Оставленный в работе конденсатный насос работает на рециркуляцию. Дистанционным управлением клапана рециркуляции проверяется правильность работы этой системы (отсутствие «запаривания» конденсатного насоса). Далее открывается подача конденсата на охлаждающие основные эжекторы и эжектора системы уплотнений, на уплотнения всей вакуумной арматуры и заполнение напорного бака гидроуплотнений конденсатора.

После опробования регулятора уровня напорного бака заполняются конденсатом камеры гидроуплотнений конденсатора (пространство между двойными трубными досками). Предварительно открываются пробки для выпуска воздуха из этих камер. Когда через открытые пробки начнет непрерывно поступать конденсат, что свидетельствует о полном выпуске воздуха из камер, пробки закрываются.

При работающей конденсационной установке и работающем пусковом масляном электронасосе включается валоповоротное устройство для непрерывного проворачивания валопровода турбоагрегата. Нормальный ток электродвигателя валоповоротного устройства должен быть 20 А. При этом не должны прослушиваться заедания внутри турбоагрегата, а показания указателя эксцентриситета ротора на щите управления не должны превышать показаний индикатора, которым при предыдущем ремонте или монтаже производилась проверка боа поверхности гребня ротора, над которым установлен датчик указателя эксцентриситета.

Сброс разогретого пара в конденсатор возможен только при наличии в нем вакуума (40-53 кПа). Для создания вакуума подается пар на уплотнение турбины, включаются система отсоса пара на уплотнений, пусковой и один из остальных трехступенчатых эжекторов. Давление пара, подаваемого на уплотнения, поддержи-

вается регулятором в пределах 0,113–0,118 МПа; давление пара в системе отсоса должно быть примерно 0,065 МПа. С момента подачи пара на уплотнения ведется систематическое наблюдение за показаниями приборов теплового расширения корпуса турбины, относительного расширения роторов, прогиба вала и температуры металла цилиндра. Оставив валоповоротного устройства при этом недопустим. До начала растопки котла включаются по воде и пару все подогреватели низкого давления и деаэратор, который в пусковом режиме питается паром от постоянного источника.

15-3. Условия пуска турбины из холодного

Изложенные в предыдущем параграфе показывают, что независимо от схемы блока для нормального пуска турбины должны быть выполнены следующие условия:

- 1) проверена правильность действий механизма управления, систем регулирования, защиты и парораспределения турбины, системы регулирования и автоматизации действующих РОУ, аварийной защиты и блокировки блока;
- 2) должны быть закрыты ГПЗ и их обводные вентили, задвижки из холодных и горячих (для дубли-блока) паропроводов промпрегрева и их обводные вентили, регулирующие и стопорные клапаны высокого давления и промпрегрева турбины;
- 3) должны быть открыты дренажи из паропроводов свежего пара, горячего и холодного промпрегрева, дренажи высокого, среднего и низкого давления на конденсатор;
- 4) включены в работу пусковой масляный электропривод валоповоротное устройство, конденсационная установка и тягаче пусковой и один из основных эжекторов в систему уплотнения и отсоса пара из концевых уплотнений турбины (при этом вакуум в конденсаторе

40–53 кПа), все ПНД с открытым на ПНД каскадным сливом конденсата греющего пара, а также деаэратор, питающийся паром от постороннего источника.

5) необходимо убедиться, что температура масла равна 30–40°C.

15-4. Пуск и нагружение блока из холодного

Особенности пуска и нагружения моноблока. График пуска и нагружения турбины моноблока (рис. 15-5) предусматривает постоянство параметров пара перед турбиной во время набора оборотов холостого хода и частичного нагружения вплоть до момента полного открытия регулирующих клапанов высокого давления и промпрегрева, что достигается синхронизатором. После полного открытия клапанов дальнейшее нагружение производится повышением параметров пара и паропроизводительности котла.

Особенности пуска и нагружения дубли-блока. Пуск и частичное нагружение турбины дубли-блока производится при растопке одного из котлов. Так же как и для моноблока график пуска и нагружения турбины (рис. 15-6) предусматривает постоянство параметров пара во время набора оборотов холостого хода и частичного нагружения до момента полного открытия регулирующих клапанов высокого давления и промпрегрева.

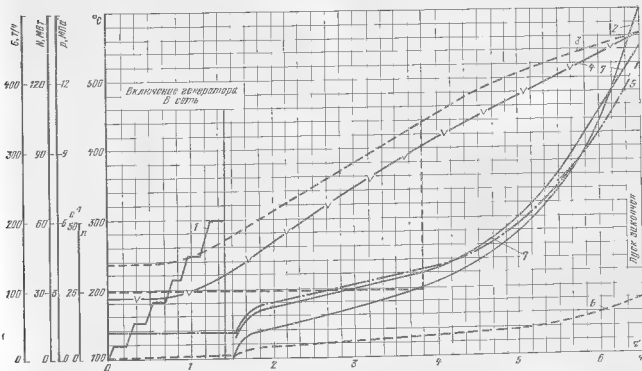


Рис. 15-5 График пуска и нагружения турбины из холодного состояния (для блока с барабанным котлом) 1 — частота вращения 2 — температура на задвижках генератора, 3 — температура пара перед стопорными клапанами турбины, 4 — температура пара после промпрегрева перед турбиной, 5 — давление пара перед стопорными клапанами промпрегрева, 6 — давление пара перед блоком, 7 — расход пара через стопорный клапан турбины

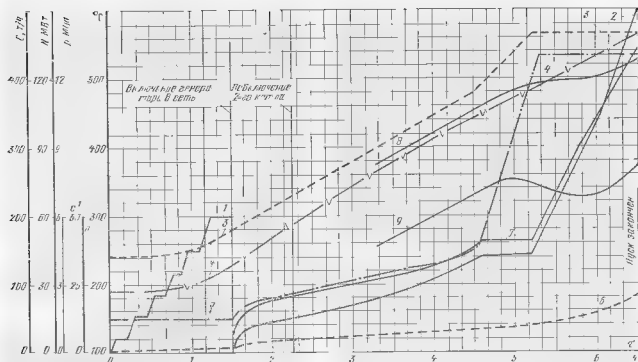


Рис. 1-6. График пуска и нагружения турбины из холодного состояния (для блока с двумя прямоточными котлами).

1 — температура пара в камере регулирующей ступени; 2 — температура пара перед промпрегревом (за ЦВД) остальные обозначения те же, что и на рис. 1-5

ва. При этом параметры пара после промпрегрева для моноблока и дубль-блока несколько отличаются друг от друга.

Дальнейшее нагружение турбоагрегата после полного открытия клапанов также проводится повышением паропроизводительности и частичным повышением параметров пара. При достижении паропроизводительности работающего котла примерно 30% номинальной производится постепенное подключение второго котла с одновременным повышением параметров пара. В этот период максимально допустимая разность температур первичного и вторичного пара в одноименных трубопроводах обоих котлов не должна превышать 15°C. В установившемся режиме эти разности не должны превышать 10°C, причем температура вторичного пара измеряется перед клапанами промпрегрева после уравнительного паропровода.

В процессе подключения второго котла нагружение турбоагрегата производится постепенным прикрытием клапанов БРОУ-1 и БРОУ-2. При достижении мощности турбоагрегата 40—45 МВт, температуры свежего пара 480—500°C и вторичного пара 400—450°C осуществляется перевод блока на номинальные параметры по свежему пару. Номинальное давление устанавливается постепенным прикрытием регулирующих клапанов высоко-

го давления с одновременным повышением на обоих котлах температуры свежего пара до номинальной.

Дальнейшее нагружение турбоагрегата производится регулируемыми клапанами высокого давления с одновременным увеличением паропроизводительности обоих котлов при поддержании номинальных параметров свежего пара перед турбиной (12,75 МПа, 565°C). Температура пара после промпрегрева повышается по мере нагружения турбоагрегата.

Пуск турбины и повышение оборотов до холостого хода. После выполнения всех условий пуска, указанных в § 15-3, производится растопка котла со сбросом растопочного пара в конденсатор через БРОУ-1 и БРОУ-2. В этом режиме прогреваются паропроводы свежего пара и промпрегрева. Пуск турбины производится при достижении следующих параметров свежего пара и промпрегрева: для моноблока — давление свежего пара перед главной паровой задвижкой 0,98—1,47 МПа, температура 240—260°C; давление пара после промпрегрева 0,059—0,078 МПа, температура 180—200°C; для дубль-блока соответственно 0,98—1,47 МПа и 240—260°C, 0,098—0,117 МПа и 180—200°C. Порядок действий, предшествующих толчку ротора паром, следующий. Открываются главные паровые задвижки и задвижки на горячих (для дубль-блока)

и холодных нитках промпрегрева; введением гидравлического автомата безопасности открываются стопорные клапаны высокого давления и промпрегрева; синхронизатором регулятора скорости медленно притягиваются регулирующие клапаны высокого давления и промпрегрева, пар начинает поступать в турбину; частота вращения ротора должна установиться не выше $5,0-6,6 \text{ с}^{-1}$ (при толчке ротора паром валоповоротное устройство автоматически отключается).

Следует иметь в виду, что ротор может начать вращаться до открытия регулирующих клапанов при открытии задвижек на холодных нитках промпрегрева. В любом случае частота вращения ротора должна быть установлена не выше $5,0-6,6 \text{ с}^{-1}$.

Турбина тщательно прослушивается и при отсутствии задвижек частота вращения поддерживается в указанных пределах. Если при прослушивании обнаруживаются явно выраженные задвижки, частота вращения должна быть немедленно снижена до исчезновения задвижки. Если задвижки не прекращаются, до тех пор в турбину прекращается и вращение ротора до тех пор, пока не осуществятся валоповоротным устройством. При этом необходимо проверить значения следующих контрольных величин, которые на всех стадиях пуска из холодного или горячего состояния и при работе под нагрузкой не должны выходить за указанные ниже пределы:

- 1) разность температур верхних и нижних точек внешнего корпуса ЦВД во всех контролируемых поясах — не более 50°C ;
 - 2) разность температур правой и левой сторон внешнего корпуса ЦВД — не более 25°C ;
 - 3) разность температур фланцев и шпилек ЦВД, стопорных и регулирующих клапанов, паропроводов и перепускных труб — не более 45°C (при этом фланцы должны быть горячее шпилек);
 - 4) относительное смещение ротора высокого давления — удлинение не более $\pm 5,5 \text{ мм}$, укорочение не менее -30 мм ;
 - 5) относительное смещение ротора низкого давления — удлинение не более $\pm 8,0 \text{ мм}$, укорочение не менее -35 мм ;
 - 6) температура выхлопного патрубка ЦНД — не более 90°C ;
 - 7) разность температур правой и левой, а также передней и задней сторон выхлопного патрубка ЦНД — не более 40°C ;
 - 8) прогиб ротора по указателю эксцентриситета отсутствует (за исключением моментов прохождения критической частоты вращения);
 - 9) температура сальника опорных подшипников и колодок упорного подшипника не более 90°C .
- Если все эти показания окажутся в норме и задвижки прекратятся, то после 1 ч работы валоповоротное устройство можно вновь набрать $5,0-6,6 \text{ с}^{-1}$, как указано выше. Если же показания выйдут за пределы указанных норм, то продолжается вращение ротора валоповоротным устройством до тех пор, пока все без исключения показания не станут нормальными.

При отсутствии задвижек и достижения температуры масла за маслоохладителями не ниже 35°C производится увеличение частоты вращения. Как видно из графика (рис. 15, 9), диапазоны частоты вращения от 13 до 21 с^{-1} и от 21 до 37 с^{-1} необходимо проводить быст-

ро в течение 2–3 мин, так как в этих диапазонах расположены критические частоты вращения систем роторов турбоагрегатов с генераторами различных типов. Диапазон от 37 до 45 с^{-1} должен быть пройден с такой же скоростью, так как он соответствует резонансным колебаниям лопаток последних ступеней ротора низкого давления. Поэтому выдержки могут быть сделаны только на частотах вращения 7, 13, 21 и 37 с^{-1} .

В процессе увеличения частоты вращения и при выдержках ведется постоянное наблюдение за всеми указанными выше контрольными показателями, давлением и температурой масла, температурой подшипников, расширением корпуса турбины, ростом вакуума (который должен сопровождать увеличение частоты вращения и достичь номинального значения к 21 с^{-1}), а также за общим вибрационным состоянием агрегата. При прохождении критических частот вращения кратковременно повышается уровень вибрации турбоагрегата, и указатель эксцентриситета показывает некоторое увеличение прогиба ротора, который после прохождения критической частоты вращения возвращается к норме. Устойчивое ухудшение вибрационного состояния свидетельствует о ненормальностях в работе агрегата. В этом случае необходимо снизить частоту вращения, пока вибрация не уменьшится.

При достижении номинального вакуума отключается пусковой эжектор и включается в работу вакуум-реле.

При повышении температуры масла до 40°C подается охлаждающая вода на маслоохладители: количество ее регулируется так, чтобы температура масла за маслоохладителями удерживалась в пределах $40-43^{\circ}\text{C}$.

При достижении температуры корпуса ЦВД в зоне регулирующих клапанов 180°C включается охлаждение распределительного механизма. Давление воды перед камерами должно быть не выше $0,127 \text{ МПа}$, а температура на входе не более 55°C . При 46 с^{-1} в работу вступает регулятор скорости, а при $47,5 \text{ с}^{-1}$ — главный масляный насос (при этом отчетливо слышен удар шарового обратного клапана при переходе шара из одного крайнего положения в другое). После вступления в работу главного масляного насоса следует еще раз убедиться в том, что на щите управления переключатели находятся в положении автоматического включения резервного и аварийного масляных электронасосов, после чего отключить пусковой масляный электронасос. В этот момент необходимо проверить, что давление в системе смазки остается в пределах $0,147-0,167 \text{ МПа}$, а давление в силовой линии системы регулирования установилось в пределах $1,32-1,47 \text{ МПа}$.

При достижении холостого хода (50 с^{-1}) тщательно проверяются работа всей турбоустановки, контрольные показатели прогрева и показатели работы системы регулирования, в частности плавность изменения частоты вращения в ту или другую сторону при воздействии на регулятор скорости.

После 15 мин работы турбины на холостом ходу при нормальных значениях всех контрольных показателей производятся испытания системы защиты. При каждом пуске турбины, но не реже чем через 1000 ч, производится проверка автоматов безопасности без повышения частоты вращения, а также действие гидравлического автомата безопасности при фиктивном осевом сдвиге ротора. Если турбина запускается после останова, длившегося более 15 сут, или после ремонта, то, кроме указанных испытаний, проводятся испытания с повышением частоты вращения.

При нормальной эксплуатации турбины проверка защиты с повышенным частоты вращения производится один раз в 6 мес. При работе под нагрузкой один раз в смену производится растягивание стопорного клапана высокого давления и обоих блоков клапанов промпрегрева. Все испытания системы защиты турбины производятся на холостом ходу.

При испытании гидравлического автомата безопасности от руки необходимо ударом по кнопке выбить автомат, при этом закрываются стопорный клапан высокого давления и стопорные и регулирующие клапаны промпрегрева. После их закрытия, что определяется сигналами на щите управления, быстро вращая маховик регулятора скорости в направлении «Убавить», довести его до упора, звести автомат безопасности и проверить открытие стопорных клапанов высокого давления и промпрегрева. После этого, вращая маховик регулятора скорости в направлении «Прибавить», приоткрыть регулирующие клапаны высокого давления и промпрегрева, и довести частоту вращения до нормальной.

Механический автомат безопасности испытывается при 50 с^{-1} подводом к нему силового масла. При поочередном опробовании правого или левого кольца, что достигается поворотом рукоятки трехходового крана соответственно вправо или влево и открытием вентилей силового масла, срабатывает одно из колец автомата. При этом стопорные и регулирующие клапаны высокого давления и промпрегрева закрываются. Гидравлический автомат безопасности также опускается вниз. Далее необходимо закрыть вентиль на подводе силового масла, звести ограничитель мощности и открыть клапаны, как это производилось после вывешивания гидравлического автомата вручную.

Гидравлический автомат безопасности испытывается на холостом ходу подводом к нему силового масла. Для проведения этого испытания необходимо прижать защелку автомата и вращать маховик приспособления для испытания, пока род воздействием силового масла шток автомата сдвинется до упора в защелку. Автомат при этом не срабатывает и клапаны не закрываются. Затем, вращая маховик в обратном направлении, прекратить подачу силового масла и отпустить защелку.

Проверка действия автомата безопасности при фиктивном осевом сдвиге ротора производится медленным вращением лимба до момента срабатывания гидравлического автомата безопасности. Устройство контроля осевого сдвига настраивается на отключение турбины при положении стрелки показывающего прибора против деления «1», что указывает на сдвиг ротора в сторону генератора на 1 мм. Восстановление частоты вращения производится, как указано выше, при испытании гидравлического автомата безопасности.

Для проведения испытаний системы защиты с повышенным частоты вращения должны быть выполнены следующие условия:

1) турбина работает в режиме холостого хода и частота вращения поддерживаются регулятором скорости;

2) проверен эксплуатационный тахометр и подключен образцовый частотомер;

3) если при достижении предельной частоты вращения один из элементов защиты не срабатывает, турбина должна быть немедленно остановлена для настройки этого элемента.

При испытании гидравлического автомата безопасности для повышения частоты вращения необходимо приспособлением для разгона подавать масло в линию первого усиления. Это приводит к перемещению золотника регулятора скорости, открытию регулирующих клапанов и увеличению частоты вращения. Автомат должен сработать при $55,5 \pm 0,2 \text{ с}^{-1}$ все клапаны при этом должны закрываться. После испытания приспособление для разгона должно быть возвращено в исходное положение. Восстановление частоты вращения производится, как указано выше.

Поочередность испытания колец механического автомата безопасности достигается переводом рычага ограничителя мощности соответственно влево или вправо. Перед началом повышения частоты вращения, что выполняется с помощью приспособления для разгона, необходимо прижать защелку гидравлического автомата, так как кольца настраиваются на срабатывание при более высокой частоте вращения, чем гидравлический автомат, а именно при $56 \pm 0,2 \text{ с}^{-1}$. После сраба-

твения каждого из колец и закрытия клапана приспособление для разгона должно возвращаться в исходное положение, а взведение ограничителя мощности может быть начато только после снижения частоты вращения до 50 с⁻¹. Далее частота вращения восстанавливается, как указано выше.

Нагружение турбоагрегата. После окончания испытаний системы защиты турбина должна проработать на холостом ходу не менее 10 мин, в течение которых проверяются все контрольные показатели прогрева. Если они находятся в пределах норм, это свидетельствует о готовности турбоагрегата к синхронизации.

Синхронизация производится со щита управления дисциplinируемым воздействием на буксу регулятора скорости и контролируется по частотометру или синхроскопу. После включения генератора в сеть необходимо:

- 1) сразу же увеличить электрическую нагрузку до 5-7 МВт;
- 2) при необходимости отрегулировать давление пара в коллекторе уплотнений и вакуум в системе отсоса пара из уплотнений;
- 3) закрыть все продувки из цилиндра и паропроводов (за исключением дренажей из гупиновых участков) и проследить, чтобы при этом не возросла сверх допустимого предела разность температур верхних и нижних точек внешнего корпуса ЦВД;
- 4) во время включения генератора в сеть и набора нагрузки до полного открытия регулирующих клапанов высокого давления поддерживать параметры пара перед турбиной неизменными вначале прикрытием клапанов БРОУ 1 и БРОУ 2, а после полного их закрытия — форсировкой котла.

Выше указывались характерные особенности нагружения моноблока и дубль-блока, представленные на графиках (рис. 15-5 и 15-6). В соответствии с указанными графиками производится подъем нагрузки и изменение параметров пара перед турбиной. В процессе нагружения ведется постоянное наблюдение за всеми контрольными показателями прогрева, осевым положением ротора, вакуумом работы маховикной системы, а также за вибрационным состоянием агрегата. Следует иметь в виду, что многие агрегаты имеют повышенную вибрацию при пуске и наборе нагрузки. После полного прогрева фундаментов, корпусов подшипников турбины и ротора генератора (при достижении номинального тока ротора) вибрационное состояние турбоагрегатов, как правило, не выходит за пределы норм установленных «Правилами техники для эксплуатации электростанций» (ПТЭ). Согласно ПТЭ [30] максимальная вибрация, измеренная на корпусах подшипников любого блочного турбоагрегата, не должна превышать 30 мк. Однако при внезапном повышении вибрации нагрузка должна снижаться до исчезновения вибрации. Если ненормальности в работе будут продолжаться на холостом ходу турбоагрегат должен быть остановлен.

Если по какой-либо причине мощность турбоагрегата должна быть ограничена, ограничитель мощности устанавливается в нужное положение по указателю. Необходимость включения ограничителя мощности может

быть вызвана временной неадекватностью турбоагрегата, не требующей немедленной остановки; заносом проточной части турбины, что определяется повышением давления в контрольных точках; камере регулирующей ступени 1. камераз отбора (зависимость давлений в этих точках от нагрузки и их предельно допустимые значения указываются в инструкции по эксплуатации конкретных турбоустановок); могут возникнуть в связи с модернизацией проточной части или организацией регулирования отбора, состоянием котла (или котлов в дубль-блоке), неустойчивостью частоты сети, вызывающей броски нагрузки; неисправно, либо перегревателем, для турбоустановки, работающей по регенеративной схеме с четырьмя ПНД, максимальная нагрузка при отключении ПВД составляет 158 МВт, а при отключении ПНД3 и ПНД4 равна 34 МВт (по условиям работы деаэратора); для турбоустановки, работающей по регенеративной схеме с пятью ПНД, максимальная нагрузка при отключении ПВД составляет 155 МВт, при отключении ПНД5 или ПНД3 и ПНД4 рассчитывается работа с номинальной нагрузкой; независимо от числа ПНД по регенеративной схеме при отключении ПНД1 и ПНД2 возможна работа с номинальной нагрузкой отаково следует учитывать, что делительная работа с отключением ПНД1 и ПНД2 может привести к повышенному эрозионному износу лопаток последних ступеней ротора низкого давления.

При пуске блока установка ограничителя мощности в нужное положение производится следующим образом: после набора заданной нагрузки производят дальнейший подъем параметров пара перед турбиной при соблюдении всех контрольных показателей прогрева. Одновременно синхронизатором сохраняют заданную нагрузку турбины до получения номинальных параметров пара. Затем вращают маховик ограничителя мощности в сторону «Убавить» до получения необходимого положения по указателю; одновременно вращая маховик регулятора скорости в сторону «Прибавить», сохраняют заданную нагрузку; такие одновременные действия ограничителем мощности и регулятором скорости следует производить до тех пор, пока вращение маховика регулятора скорости уже не будет приводить к повышению нагрузки; затем, вращая маховик ограничителя мощности в сторону «Прибавить», подымают нагрузку на 2-3 МВт, а регулятором скорости сдвигают ее. После этих операций нагрузка турбоагрегата не сможет быть поднята выше установленного значения.

15-5. Пуск и нагружение турбины из горячего состояния

Турбина считается в горячем состоянии, если температура внешнего корпуса, замеренная в поясе паровпуска свежего пара или горячего промпрегрева, выше 100°C. Если температура ниже указанной, то турбина пускается как из холодного состояния. Перед пуском должны быть выполнены все условия, указанные в § 15-2, а в процессе пуска и нагружения должны соблюдаться все контрольные показатели прогрева, указанные в § 15-3.

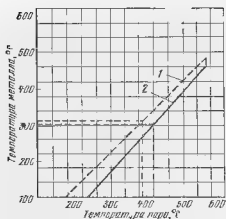


Рис. 15-7 График зависимости температуры пара от температуры металла ЦВД турбины.

1, 2 температура пара соответственно перед стопорными клапанами высокого давления и перед блоками начального промгрева

Режим пуска турбины определяется ее температурным состоянием. На графиках рис. 15-5 и 15-6 в зависимости от температурного состояния показаны необходимые начальные параметры свежего и вторичного пара, время, в течение которого обороты турбоагрегата могут быть подняты до холостого хода, а также время набора нагрузки. Эти графики составлены на основании специальных исследований и длительного опыта эксплуатации турбин данного типа. Из графика зависимости температуры пара от температуры металла наружного корпуса ЦВД турбины (рис. 15-7) видно, что температура пара должна превышать температуру металла на 90-110°C. Необходимая температура свежего пара определяется по графику рис. 15-7 в зависимости от температуры металла наружного корпуса ЦВД в зоне паровпуска свежего пара, а температура вторичного пара в за-

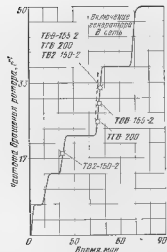


Рис. 15-9. График повышения частоты вращения ротора во время пуска из холодного состояния

висимости от температуры металла наружного корпуса в зоне паровпуска после промгрева. Давление свежего пара должно быть минимально допустимым для данной температуры пара, исходя из условий работы колеса. Давление пара в промгрегрегре должно быть не выше 1 МПа.

Пуск турбины может быть начат после того, как параметры свежего и вторичного пара достигнут необходимых значений, определенных по графику рис. 15-7 в зависимости от температур внешнего корпуса ЦВД. Время набора частоты вращения до холостого хода определяется по графику рис. 15-8, а повышение частоты вращения производится по графику рис. 15-9 с соответствующим сокращением времени выдержки при 7, 13, 21,7 и 37 с, если позволят контрольные величины прогрева. После синхронизации и включения гене-

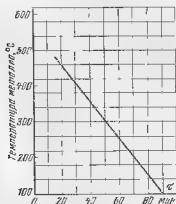


Рис. 15-8 График зависимости времени набора номинальной частоты вращения от температуры металла паровпуска ЦВД турбины.

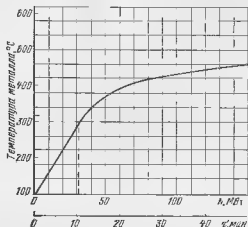


Рис. 15-10 График зависимости мощности от времени ее набора после включения турбогенератора в сеть от температуры паровпуска ЦВД турбины.

ратора в сеть выбирается нагрузка, соответствующая температуре внешнего корпуса ЦВД, как это показано на графике рис. 15 10, за время, определяемое по этому же графику. К моменту выхода на указанную нагрузку параметры пара должны соответствовать параметрам для этой же нагрузки в соответствии с графиком рис. 15 5

Пример. Наибольшая измеряемая температура металла наружного корпуса ЦВД в районе паропуска свежего пара 300°C, в районе паропуска после промпрегрева 310°C. По графику зависимости температуры пара от температуры металла (см. рис. 15-7) указанным температурам металла соответствует температура перед стопорным клапаном 420°C, а после промпрегрева 390°C. Паром такой температуры при минимально возможном давлении свежего пара (не менее 1,2 МПа) производится «откачка» ротора. После тщательного прослушивания агрегата при 7 с^{-1} набор частоты вращения до холостого хода производится в соответствии с графиком времени набора частоты вращения холостого хода от температуры металла (см. рис. 15-8) за 50 мин. После включения ротора в сеть в соответствии с графиком рис. 15 10 нагрузка 30 МВт, соответствующая температуре металла 300°C, достигается за 10 мин. К моменту выхода на нагрузку 30 МВт параметры свежего и вторичного пара должны соответствовать параметрам для этой нагрузки, определяемым по графику пуска (см. рис. 15 5). Для данного случая $p_0 = 3,64 \text{ МПа}$, $t_{\text{св}} = 440^\circ\text{C}$, $p_2 \approx 0,78 \text{ МПа}$, $t_{\text{в}} = 400^\circ\text{C}$. Дальнейшее нагружение турбоагрегата производится так же, как при пуске из холодного состояния по графику рис. 15-5.

15-6. Обслуживание основных элементов турбоустановки

Поддержание расчетных параметров свежего и вторичного пара (12,7 МПа и 565°C для свежего пара и 2,7 МПа и 565°C для пара после промпрегрева при номинальной нагрузке) является одним из главных условий надежной и экономичной работы турбины. Турбина допускает длительную работу с сохранением номинальной мощности при отклонении основных параметров в указанных ниже пределах.

1) при одновременном изменении начальных параметров пара по давлению до 12,5 МПа и температуре до 555°C;

2) при повышении температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор до 33°C;

3) при повышении давления свежего пара до 13,2 МПа и температуры до 570°C.

При давлении свежего пара до 13,7 МПа, начальной температуре до 575°C и температуре после промпрегрева до 575°C допускается работа турбины в течение не более 30 мин непрерывно и не более 200 ч в год. Это ограничение должно быть выполнено и при раздельном повышении параметров свежего пара и пара после промпрегрева. При установившемся режиме работы колебания температуры свежего и вторичного пара допускаются от ± 5 до 10°C (от номинальной величины).

Резкие изменения температуры, т. е. со скоростью изменения более $3^\circ\text{C}/\text{мин}$ за указанные пределы (± 5 до 10°C), являются аварийными.

При частичных нагрузках температура свежего пара должна быть номинальной, а температура пара после промпрегрева может быть ниже номинальной. Однако температура пара после промпрегрева в зависимости от расхода пара через стопорный клапан высокого давления должна быть не ниже 520°C при расходе 325 т/ч и 470°C при расходе 250 т/ч.

При плановом снижении или наборе нагрузки не ставятся никакие ограничения по поддержанию указанных температур. Однако максимальная скорость изменения температуры пара во всех случаях должна быть не более $3^\circ\text{C}/\text{мин}$. При установившемся холостом ходе после разгрузки турбоагрегата температура пара до и после промпрегревателя должна быть одинаковой. Минимальная температура после промпрегрева на режиме холостого хода должна быть не ниже 305°C.

Один из главных показателей чистоты и целостности проточной части турбины является давление в контрольных ступенях (см. § 15 4).

Глубина вакуума в конденсаторе, которая в большой степени определяет экономичность работы блока в целом, зависит от плотности вакуумной системы, температур охлаждающей воды на входе в конденсатор, количества охлаждающей воды, работы эжекторов и систем подачи пара на уплотнения и отсоса от них, степени загрязненности труб конденсатора. Плотность вакуумной системы считается нормальной, если при нагрузке 120–125 МВт при отключенных эжекторах скорость падения вакуума не превышает 0,266 кПа/мин. Присос воздуха при номинальной нагрузке не должен превышать 18 м³/ч. При этом давление пара в коллекторе подачи пара на уплотнения должно быть 0,107–0,118 МПа, а давление в коллекторе отсоса пара из уплотнений 0,095 МПа. Разность температур охлаждающей воды до и после конденсатора должна быть 8–9°C. Меньшая разность температур свидетельствует о загрязнении труб конденсатора, а большая разность — о недостатке циркулирующей воды. При нормальной работе эжектора с номинальным давлением пара перед соплами из выхлопного воздушного патрубка выходит низкотемпературная паровоздушная смесь. При этом температура корпуса эжектора одинакова по всей высоте. Если из выхлопного патрубка выходит горячая паровоздушная смесь или белый пар, а температура охлаждающего конденсата после эжектора заметно повышается, необходимо увеличить расход охлаждающего конденсата через холодильник эжектора. Выброс воды, как правило, свидетельствует о неплотности в трубной системе холодильника эжектора или о нарушении слива дренажа в конденсатор.

Турбина может работать с полным расходом пара при устойчивом вакууме в пределах от номинального до 71,8 кПа. При вакууме ниже 71,8 кПа турбоагрегат с помощью вакуум-реле или вручную разгружается так, чтобы при 66,5 кПа турбина была переведена на холостой ход. Турбоагрегат должен также

разгружаться при непрерывном снижении вакуума от любого значения, а при понижении вакуума ниже 66,5 кПа должен быть остановлен. Турбоагрегат должен быть также остановлен в случае внезапного повышения давления в конденсаторе, разрыва мембран предохранительных атмосферных клапанов и перехода турбины на работу с выхлопом в атмосферу. Повторный пуск турбины после ликвидации причин повышения давления и установки новых мембран допускается только после остывания конденсатора и выхлопных патрубков турбины до 50°C.

Температура конденсата в конденсаторе должна быть не более чем на 1—2°C ниже температуры пара в выхлопном патрубке турбины. Переохлаждение конденсата снижает экономичность турбоустановки, а также способствует повышению содержания кислорода в конденсате. Оно может быть вызвано повышением уровня конденсата (нормальный уровень $\frac{2}{3}$ высоты водоуказательного стекла), при котором оказываются затопленными нижние ряды конденсатных трубок. Нормальная работа системы регулирования уровня в конденсаторе и рециркуляции предупреждает переохлаждение конденсата.

Нормальная работа масляной системы определяет надежность работы турбоагрегата. Как указано в § 15-2, минимально допустимый уровень масла в масляном баке при работающей турбине составляет 600 мм от крышки бака, что соответствует отметке 10 по шкале маслоуказателя. Дальнейшее понижение уровня при работе турбины недопустимо. Недопустимо также удержание при работе турбины максимального уровня масла (350 мм от крышки бака, что соответствует отметке 35 по шкале маслоуказателя), так как в случае останова турбины масляный бак может переполниться. Нормальное давление в системе смазки должно быть 0,147—0,167 МПа, в системе регулирования 1,47—1,56 МПа. Температура масла, поступающего на подшипники, регулируется работой маслоохладителей и поддерживается в пределах 40—45°C. Следует иметь в виду, что понижение температуры масла может вызвать вибрацию турбоагрегата. Повышение температуры масла недопустимо, так как это может привести к срыву масляной пленки в подшипниках. Максимально допустимая температура баббита опорных и опорных подшипников составляет 90°C. Резервный и аварийный масляные насосы и устройства их автоматического включения проверяются в работе 2 раза в месяц.

Во избежание заедания штоков клапанов, вызванного заносом солями, раз в смену производится расхаживание стопорного клапана высокого давления, а также регулирующих и

стопорных клапанов промпрегрева примерно на 25 мм хода указателей положения этих клапанов. Если турбина длительное время работает с постоянной нагрузкой или с полностью открытыми клапанами высокого давления (главный сервомотор на упоре), необходимо один раз в сутки изменять нагрузку на 10—15 МВт для расхаживания клапанов. Вода на охлаждение распределительного механизма клапанов высокого давления должна быть открыта постоянно. Давление воды перед камерами поддерживается не выше 0,127 МПа; температура воды на сливе из камер должна быть не выше 55°C.

15-7. Сброс и наброс нагрузки

Система регулирования турбины позволяет удерживать холостой ход при полном сбросе нагрузки с отключением генератора от сети. При этом динамический сброс оборотов не достигает величин, при которых срабатывает автомат безопасности. Для удержания сброса должен исправно закрываться обратные клапаны всех отборов. Проверка посадки этих клапанов производится регулярно, один раз в месяц. При неисправности обратного клапана работа турбины с включенным соответствующим отбором недопустима.

Система регулирования БРОУ-1 и БРОУ-2 настроена так, что при полных или частичных сбросах нагрузки пар, сбрасываемый в конденсатор через сбросные паропроводы БРОУ-2, имеет температуру не выше 200°C и давление не более 0,59 МПа.

После удержания сброса нагрузки турбина может оставаться на режиме холостого хода, если значения контрольных показателей параметров пара и состояния турбины не превышают предельно допустимых. Сброс нагрузки является экстраординарным случаем в работе турбоагрегата, поэтому в данном случае необходимо усилить наблюдение за работой агрегата и принять следующие меры.

1) воздействовать на механизм управления установить частоту вращения ротора 50 с⁻¹;

2) тщательно прослушать турбоагрегат и проверить его вибрационное состояние;

3) проверить вакуум и в случае его ухудшения отрегулировать работу эжекторов и систем подачи пара на уплотнения и отсоса от них;

4) вернуть работу системы регулирования уровня и рециркуляции конденсата, а также работу масляной системы.

Во всех случаях частичных и полных сбросов нагрузки должна быть выяснена их причина. В особенности это касается частичных сбросов. В графике наблюдались случаи, когда частичный сброс нагрузки был вызван

повреждением рабочих лопаток целых ступеней, после чего ротор не оказывался разбалансированным, а посторонний шум в турбине не прослушивался. Процесс повреждения ступеней происходил настолько быстро, что самопишущие вибрографы не успевали его отметить. Однако после восстановления первоначальной нагрузки расход пара и положение регулирующих клапанов не соответствовали той же нагрузке до сброса. Если причина сброса нагрузки установлена и нет оснований опасаться за надежность турбоагрегата, он может быть включен в сеть и нагружен до необходимой величины.

При мгновенном набросе электрической нагрузки необходимо обратить особое внимание на положение стрелки указателя реле севового слива, на параметры свежего и вторичного пара, а также на разность температур верхних и нижних, правых и левых точек во всех контрольных поясах внешнего корпуса ПВД. В случае наброса нагрузки сверх 160 МВт нагрузка должна быть немедленно снижена до 160 МВт или до значения, предшествующего набросу. Во всех случаях наброса нагрузки необходимо тщательно прослушать турбоагрегат и убедиться в нормальной его работе.

15-8. Аварийные режимы работы

Структура тепловой схемы турбоустановки построена таким образом, что при аварийном выходе из строя любого элемента схемы оставшееся в работе оборудование обеспечивает нормальную работу турбоагрегата и блока в целом. Для этой цели в схеме предусматривается необходимое количество обводных трубопроводов с арматурой, включаемых в работу только в аварийных ситуациях. Аварийные режимы накладывают определенные условия на работу основного и вспомогательного оборудования, оставшегося в работе. Эти условия ограничивают время, необходимое для ремонта вышедшего из строя вспомогательного оборудования, и вырабатываемую турбоагрегатом мощность.

Рассмотрим некоторые аварийные режимы работы регенеративной установки турбоагрегата применительно к модернизированной тепловой схеме, представленной на рис. 1-2

1. При разрыве трубы в турбинной системе любого из ПВД по импульсу от повышения уровня в корпусе аппарата срабатывает автоматика группового защитного устройства, байпасирующего все ПВД по питательной воде. Закрываются задвижки на подаче греющего пара и отводе дренажа ПВД, а также вентили на отсосе паровоздушной смеси. Открывается задвижка на обводном трубопроводе пи-

тательной воды и закрываются задвижки на подачу высушенных и после обратного клапанов группового защитного устройства. Таким образом, вся группа ПВД выключается из работы.

2. При выходе из строя ПВД5 перекрываются задвижки на входе и выходе основного конденсата, подводе греющего пара, отводе дренажа и отсосе паровоздушной смеси. Открывается задвижка на обводном конденсаторопроводе. Расход греющего пара из отбора турбины на ПНД4 при этом увеличивается, что частично компенсирует недогрев основного конденсата перед его поступлением в деаэрактор.

3. При аварии сливного насоса ПНД4 дренаж из него по обводному трубопроводу через регулирующий клапан отводится в ПНД3.

4. При выходе из строя ПНД4 или ПНД3, учитывая их групповое объединение по основному конденсату, отключаются оба подогревателя по пару, паровоздушной смеси, конденсату и дренажу. Основной конденсат по обводному трубопроводу поступает в ПНД5 непосредственно после ПНД2. Так как в этом случае сливной насос ПНД4 не работает, дренаж из ПНД5 по обводному трубопроводу поступает в сифон аварийного слива дренажа из ПНД1, а затем в конденсатор.

5. При выходе из строя сливного насоса ПНД1 дренаж из него через сифон аварийного слива поступает в конденсатор. Расположенная на этом трубопроводе задвижка находится всегда в открытом положении.

6. При выходе из строя ПНД2 или ПНД1, учитывая их групповое объединение по основному конденсату, отключаются оба подогревателя по пару, конденсату, дренажу и паровоздушной смеси. Основной конденсат по обводному трубопроводу с задвижкой поступает в ПНД3 непосредственно после клапана регулятора уровня и рециркуляции. Так как в этом случае сливной насос ПНД1 не работает дренаж из ПНД3 по обводному трубопроводу с расположенной на нем задвижкой поступает в сифон аварийного слива дренажа из ПНД1, а затем в конденсатор. Следует иметь в виду, что работа турбины с отключенными ПНД1 и ПНД2 разрешается в течение не более 18—20 ч. Нагрузка турбины при этом не должна превышать 140 МВт из-за увеличения перепада на 2-ю ступень ЦНД и расхода греющего пара на ПНД3.

7. При выходе из строя работающего основного эжектора включается в работу находящийся всегда в горячем резерве второй основной эжектор. Нахождение в горячем резерве означает, что через холодильник неработающего эжектора всегда прокачивается конденсат.

8 При выходе из строя охладителя пара эжектора уплотнений турбина должна быть остановлена, так как категорически запрещается работа уплотнений турбины с выхлопом в машинный зал электростанции.

15-9. Противоаварийные мероприятия

Аварийным положением является такое нарушение нормальной работы оборудования, которое создает угрозу его сохранности. В зависимости от степени опасности, вызванной нарушением работы турбоустановки или отдельных ее частей, производится ускоренный останов турбоагрегата со срывом вакуума или останов без срыва вакуума. Выбег ротора турбоагрегата при нормальном вакууме обычно составляет около 30 мин, а при срыве вакуума 10-12 мин. Срыв вакуума производится после прекращения доступа пара в турбину путем отключения по пару работающих эжекторов, открытия задвижки срыва вакуума и прекращения подачи пара на уплотнения. Закрытие стопорных и регулирующих клапанов в обоих случаях остановки производится при выбегании от руки автомата безопасности. При закрытии стопорных клапанов срабатывают защитные устройства, отключающие генератор от сети и принудительно закрывающие обратные клапаны отборов.

Аварийный останов турбоагрегата со срывом вакуума производится в следующих случаях:

1) при повышении частоты вращения ротора свыше $56,2 \text{ с}^{-1}$;

2) недостатком осевого сдвига ротора (0,5 мм в сторону генератора и 1 мм в сторону регулятора от положения ротора на рабочих колодках упорного подшипника);

3) падении давления масла ниже 70 кПа (давление замеряется на отметке обслуживающей);

4) повышении температуры баббита хотя бы одного опорного подшипника или хотя бы одной колодки упорного подшипника свыше 95°C ;

5) внезапном появлении сильной вибрации агрегата;

6) появлении дыма из подшипников или искр из паровых и масляных уплотнений;

7) появлении в области проточной части турбины необычного шума;

8) появлении одного из признаков водяного удара: резкого свыше $3^\circ\text{C}/\text{мин}$ снижения температуры свежего или вторичного пара, выброса воды или белого пара из фланцев и по штокам клапанов, а также при явно слышимых ударах в паропроводах;

9) разрыве паропроводов или при обнаружении трещин и свищей;

10) воспламенении масла и невозможности быстро погасить огонь имеющимися средствами;

11) внезапном падении уровня масла ниже нижнего предела.

Останов турбоагрегата без срыва вакуума производится в следующих случаях:

1) при резком, со скоростью более $3^\circ\text{C}/\text{мин}$, изменении температуры свежего или вторичного пара более чем на 30°C ;

2) если в течение 2-3 мин не удастся снизить температуру свежего или вторичного пара, находящуюся в пределах $575-590^\circ\text{C}$ (при температуре свыше 590°C турбоагрегат должен быть остановлен немедленно);

3) при отклонении параметров свежего или вторичного пара за пределы, указанные в § 15.6

4) при разрыве мембран предохранительных атмосферных клапанов (срыв вакуума происходит сам по себе);

5) при невозможности устранения появившейся течи масла;

6) при повышении разности температур верхней и нижней частей корпуса ЦВД до 60°C ;

7) при превышении предельно допустимых значений относительного расширения роторов (РВД +5,5 мм; -3,0 мм, РЦД +8,0 мм; 3,5 мм).

В процессе работы турбоагрегата под нагрузкой производится постоянное наблюдение за его вибрационным состоянием. При повышении уровня вибрации, которое может быть следствием различных причин, необходимо усилить наблюдение за работой турбоагрегата в частности, проверить параметры свежего и вторичного пара, температуру масла в системе смазки, которая не должна быть ниже 40°C , осевой сдвиг и относительные расширения роторов. Отсутствие температурных перекосов сверх допустимых пределов по корпусам ЦВД и ЦНД. Если указанными проверками не будут обнаружены отклонения, то необходимо решать вопрос о проведении исследования вибрационного состояния агрегата. В программу такого исследования включается снятие вибрационных характеристик при различных режимах работы турбоагрегата.

15-10. Оценка экономичности турбины в процессе эксплуатации

Каждая находящаяся в эксплуатации турбоустановка должна подвергаться периодическим тепловым испытаниям для своевременного выявления дефектов в ее работе. Материалом для составления тепловых характеристик и полного анализа работы турбоустановки служат балансировые испытания. Ввиду большой

длительности и трудоемкости методика балансовых испытаний не может быть применена для оперативного определения состояния оборудования. Оценка изменения экономичности турбоагрегата по показателям, фиксируемым самодиагностическими приборами или вносимым в суточные ведомости и отчетные документы капитальных ремонтов, невозможна ввиду недостаточного количества данных, низкой точности измерений и несопоставимости режимов работы. Для оперативной оценки изменений, происшедших в работе турбоагрегата, разработана методика сравнительных экспресс-испытаний. По имеющимся данным балансовых испытаний и по данным последовательно проведенных экспресс-испытаний за определенный период времени или до и после капитального ремонта определяется оптимальный межремонтный период, целесообразность и объем предстоящего и качество произведенного капитальных ремонтов.

Весь замер при экспресс-испытаниях производится по штатным приборам, подвергнутым контролю непосредственно перед проведением опыта. Лишь для замера электрической мощности подкачивается лабораторный паттерн, а для замера вакуума устанавливается грубый вакуумметр.

Сокращение трудоемкости и времени производства экспресс-испытаний по сравнению с балансовыми достигается в следующем:

1) одновременно испытываются отдельные узлы, которые определяют как экономичность, так и надежность работы агрегата (проточная часть, система регулирования, парораспределение, система регенерации и др.);

2) при раздельном испытании узлов сокращается количество измеряемых величин, исключается необходимость введения поправок на их взаимное влияние. Значительно уменьшается количество опытов;

3) оценка состояния узлов производится по основным показателям;

4) расходы пара и воды заменяются только как вспомогательные величины, поэтому высокая точность их замеров не требуется.

Для сопоставимости результатов всех экспресс-испытаний турбоагрегата условия производства опытов (схема и режимы работы) должны в точности повторяться.

Экспресс-испытания проводятся по специально разработанной инструкции для каждой конкретной турбины, где подробно указаны измеряемые величины и способы их измерения, последовательность проведения замеров, обработка полученных результатов и их анализ.

Ниже приводится примерная рабочая программа эксплуатационных экспресс-испытаний турбины с целью получения характеристик и оценки состояния отдельных элементов и узлов турбины.

Снятие характеристик парораспределения. Для снятия характеристик парораспределения производится опыт с полностью включенной регенерацией при номинальных параметрах пара с отклонениями: по давлению не более $\pm 0,4$ МПа, температуре не более $\pm 5^\circ\text{C}$. Количество опытов устанавливается с таким рас-

четом, чтобы были зафиксированы режимы в начале и конце открытия каждого регулирующего клапана высокого давления и две-три точки между этими крайними положениями клапанов. До начала производства опытов турбина должна работать при нагрузке, близкой к номинальной, не менее 24 ч для полного прогрева. Нагрузка изменяется ступенчато в пределах 30–160 МВт с интервалами по расходу пара около 20 т/ч. При каждом значении нагрузки через 3–5 мин производится по три записи следующих величин:

- 1) электрическая мощность генератора;
- 2) расход свежего пара;
- 3) ход сервомотора и угол поворота кулачкового вала распределительного механизма;
- 4) перемещение каждого регулирующего клапана высокого давления;
- 5) положение синхронизатора;
- 6) давление пара до и после стопорного клапана и после регулирующих клапанов высокого давления, в камере регулирующей ступени;
- 7) давления в двух контрольных ступенях ЦНД;
- 8) температура пара перед стопорным клапаном;
- 9) вакуум в конденсаторе и барометрическое давление;
- 10) температура баббита колодок упорного подшипника;
- 11) осевой сдвиг ротора.

По результатам опытов строятся графики зависимости:

- 1) давления за регулирующими клапанами $p_{\text{кл}}$ и в качестве регулирующей ступени $p_{\text{р.с}}$ от расхода пара на турбину D_0 :

$$p_{\text{кл}} = f(D_0), \quad p_{\text{р.с}} = f(D_0); \quad (15-1)$$

- 2) расхода пара на турбину D_0 от положения поршня главного сервомотора H_c или от давления масла под поршнем сервомотора $p_{\text{м.с}}$:

$$D_0 = f(H_c); \quad D_0 = f(p_{\text{м.с}}); \quad (15-2)$$

- 3) перемещения штоков регулирующих клапанов $h_{\text{кл}}$ от угла поворота кулачкового вала φ , от положения поршня главного сервомотора H_c или от давления масла под поршнем сервомотора $p_{\text{м.с}}$:

$$h_{\text{кл}} = f(\varphi); \quad h_{\text{кл}} = f(H_c); \quad h_{\text{кл}} = f(p_{\text{м.с}}). \quad (15-3)$$

По характеристикам (15-1) определяется дроселирование в полностью открытых регулирующих клапанах по отношению к давлению перед стопорными клапанами. Суммарная потеря давления в стопорном и регулирующих клапанах не должна превышать значений, указанных заводом-изготовителем. Повышенная потеря давления может свидетельст-

зовать о неполном открытии клапанов. Если же при этом характеристики (15.3) отличаются от расчетных, может быть определена причина дефекта: неправильная настройка парораспределения или увеличенные люфты в сочленениях узлов.

В связи с тем, что расчетная диаграмма очередности открытия регулирующих клапанов предусматривает наиболее благоприятную статическую характеристику при минимальном дросселировании пара в клапанах, должно быть проверено соотношение моментов начала открытия клапанов расчетной диаграммы. Если начало открытия, например, клапана № 2 происходит раньше, чем предусмотрено диаграммой, то кривые изменения давления за клапанами № 1 и 2 будут более пологими, чем расчетные. А начало открытия клапана № 2 наступит при меньшем расходе пара. Если клапан № 2 начинает открываться позже, чем предусмотрено диаграммой, то дефект может быть определен по характеристике (15.1) по наличию горизонтального участка на графике.

При анализе настройки парораспределения следует учитывать, что полная кривая изменения давления за клапанами может быть следствием увеличения проходных сечений сопел, вызванного их износом, а крутая кривая — при «завальцовке» сопел.

Для обеспечения нормальной работы системы регулирования зависимость (15.2) должна быть близкой к линейной.

Зависимость (15.3), снятая на полностью проточной турбине, должна соответствовать заводскому формуляру для аналогичных условий с учетом фактических зазоров между кулаками вала распределительного механизма и роликами клапанов. Совместный анализ диаграмм парораспределения, полученных ранее на холодной турбине и при проведении опытов на горячей, а также зависимости расхода $f(D_0)$ позволяет выявить наличие люфтов в сочленениях и деформацию деталей парораспределения. Может быть также установлено наличие обрыва клапана; в этом случае давление за клапаном будет равным давлению за регулирующей ступенью.

Одновременно с сылками по снятию характеристик парораспределения снимается зависимость нагрева баббита колодок упорного подшипника t_{cp} и осевого сдвига S от давления в камере регулирующей ступени:

$$t_{cp} = f(p_{rc}); S = f(p_{rc}) \quad (15.4)$$

Зависимости (15.4) позволяют оценить надежность упорного подшипника и, кроме того, используются при анализе изменения состояния проточной части турбины.

Проверка работы турбины с максимальной нагрузкой. Проверка работы турбоагрегата с максимальной электрической нагрузкой заключается в определении максимальной мощности и лимитирующих ее факторов. Сравнение полученной мощности с данными предыдущих или последующих испытаний при определенном открытии регулирующих клапанов позволяет сделать заключение об общем изменении экономичности турбоагрегата.

При полностью включенной системе регенерации на турбоагрегате устанавливается максимально возможная нагрузка при следующих условиях:

- 1) давление в камере регулирующей ступени не более 10,6 МПа;
- 2) давления в контрольных ступенях не выше указанных в § 15.4;
- 3) температура колодок упорного подшипника не выше 95°C;
- 4) котел и генератор не перегружены.

Параметры пара должны поддерживаться номинальными с отклонениями по давлению свежего пара не более +0,4 МПа, температуре свежего и вторичного пара не более +5°C.

С интервалом 3-5 минут производятся три записи следующих величин: электрическая мощность генератора, расход свежего пара и питательной воды через ПВД; давление пара перед стопорным клапаном, в камере регулирующей ступени, в камере 8-й ступени и в двух контрольных ступенях ЦВД; температура пара перед стопорным клапаном и после промежуточного; температура питательной воды за ПВД; вакуум в конденсаторе и барометрическое давление; ход главного сервомотора и положение синхронизатора (буксы регулятора скорости); температура баббита оловяных подшипников и колодок упорного подшипника, осевой сдвиг и относительное положение роторов.

По давлению в контрольных ступенях можно судить о чистоте и целостности проточной части.

Выявление максимально возможной мощности каждого турбоагрегата имеет большое значение для энергосистемы. Возможность кратковременной допустимой перегрузки турбоагрегата позволяет покрыть острую нехватку мощности при аварийных ситуациях в системе.

Оценка состояния проточной части. При проведении опытов устанавливается нагрузка 120 МВт. Значение нагрузки ограничено тем, что расход пара через последнюю ступень ЦВД не должен превышать 330 т/ч. Схема турбоустановки собирается так, чтобы расход пара был равен расходу основного конденсата. Для этого полностью отключаются по паре и воде все ПВД и ПНД, за исключением

ПНД1 и ПНД2, закрыта подача в конденсатор химической воды и всех видов конденсата, отключена также рециркуляция конденсата, деаэрактор питается паром от постороннего источника; закрыты дренажи цилиндров, перепускных труб, паропроводов отборов.

Опыты проводятся при неизменном положении регулирующих клапанов, для чего основным упором ограничивается ход поршня главного сервомотора в сторону открытия клапанов. В дублирующее отключается регулятор давления «до себя».

Допустимые отклонения параметров пара такие же, как и в предыдущих случаях (см. § 15-6).

Опыты повторяются при нагрузках 105—110 и 90—95 МВт. Во всех опытах с периодичностью 3—5 мин производится не менее восьми записей каждой из следующих величин: электрической мощности генератора (запись производится каждую 1 мин); давления пара до стопорного клапана, до и после клапанов промпрегрева, в регулирующей ступени и во всех контрольных ступенях и после ЧВД; температуры пара до стопорного клапана, а также до и после промпрегрева; давления и температуры пара в коллекторе отсоса пара из уплотнений в 5-й отбор и расхода этого пара; температуры за ЧСД; вакуума в конденсаторе и барометрического давления; температуры конденсата на входе в ПНД1 и ПНД2 и на выходе из ПНД2.

По результатам опытов строятся графики зависимости

давления в регулирующей ступени $P_{рег}$ в камерах отборов $P_{отб}$ от электрической мощности генератора

$$P_{рег}, P_{отб} = f(N_g); \quad (15-5)$$

давления в регулирующей ступени и в камерах отборов от давления в контрольной ступени ЧНД (один из последних отборов)

$$P_{рег}, P_{отб} = f(P_{конт}^{ЧНД}); \quad (15-6)$$

количества тепла $Q_{к.у.}$, передаваемого в конденсатор системы отсоса пара из уплотнений турбины, от электрической мощности

$$Q_{к.у.} = f(N_g); \quad (15-7)$$

расхода пара из промежуточного отсоса переднего уплотнения $d_{упл}$ от электрической мощности

$$d_{упл} = f(N_g); \quad (15-8)$$

внутреннего относительного к. п. д. ЧВД и ЧСД от давления в контрольной ступени ЧНД

$$\eta_{вн. ЧВД, ЧСД} = f(P_{конт}^{ЧНД}). \quad (15-9)$$

Зависимости (15-5) и (15-6) являются основными характеристиками состояния проточ-

ной части турбины, полученные в результате экспресс-испытаний. Сравнивая их с данными предыдущих или последующих испытаний, можно судить об изменениях, происшедших в проточной части. При этом показательной является зависимость (15-6), так как давления в последних отборах например в предпоследнем, где проточная часть менее подвержена запуску солями, остаются практически неизменными.

Зависимости (15-5) давлений в контрольных ступенях (отборах) от мощности близка к линейной. Начальная точка смещена влево от начала координат на значения механических потерь и потерь в генераторе. Изменение угла наклона этих линий по сравнению с данными предыдущих испытаний может свидетельствовать о заносе солями или о снижении к. п. д. проточной части. При этом может быть определена теряемая мощность.

Для упрощения анализа состояния проточной части строится зависимость (15-6). Если типичи давлений в отборах по данным предыдущих и предстоящих испытаний совпадают, то при этом зависимость (15-5) показывает потерю мощности, то это свидетельствует об изменении к. п. д. турбины в целом. Расхождение линий давления в какой-либо точке проточной части по данным двух испытаний свидетельствует о местном изменении сечений (в результате износа или восстановления уплотнений, заноса проточной части солями или очистки от них).

Зависимости (15-7) и (15-8) несомненно для заключения об увеличении или уменьшении протечек пара через концевые уплотнения. Количество тепла, передаваемое в конденсаторе системы отсоса,

$$Q_{к.у.} = D_{ок} (t_{ок}^{вх} - t_{ок}^{вх}), \quad (15-10)$$

где $D_{ок}$ — замеренный расход охлаждающего конденсата в конденсаторе; $(t_{ок}^{вх} - t_{ок}^{вх})$ — нагрев основного конденсата в конденсаторе отсоса.

Зависимости (15-9), полученные для ЧВД и ЧСД, анализируются совместно с зависимостью (15-5) и позволяют установить, какой цилиндр является причиной общего изменения экономпности всей турбины.

15-11. Останов турбины

После операции после получения распоряжения с предстоящим останове турбоагрегата является опробование при ручном включении масляных электропассов высокого и низкого давления. Как указывалось выше, задвиги на всасывающих и напорных трубо-

провода масляных электронасосов постоянно открыты, но при работающем главном масляном насосе закрыты шаровые обратные клапаны. Поэтому опробование масляных электронасосов производится при закрытой задвижке на линии нагнетания; при этом они должны развивать почти полное рабочее давление. После опробования насосов переключатели на щите управления вновь устанавливаются в положение автоматического включения.

Независимо от времени предыдущего раскачивания необходимо удостовериться в отсутствии засорений сливных и регулирующих клапанов высокого давления и промпрегрева, а также сливных и регулирующих клапанов в обсах БРОУ и автоматич. подачи охлаждающей воды к ним.

Разгрузка турбоагрегата производится со скоростью не более 8—10 МВт/мин. Независимо от способа останова блока (с сохранением температуры свежего и вторичного пара или на скользящих параметрах) максимальная скорость охлаждения корпуса турбины и паропроводов не должна превышать 3°С/мин. При разгрузке ведется постоянное наблюдение за разностью температур верхней и нижней частей, а также правой и левой сторон корпуса ЦВД, за значениями относительного смещения роторов и вибрационным состоянием турбоагрегата. Отклонения этих параметров сверх допустимых пределов могут вызвать необходимость экстренного останова агрегата, как указано в § 15-9.

По мере снижения нагрузки необходимо следить за работой системы регулирования уровня и рециркуляции конденсата в конденсаторе, не допуская резкого снижения уровня; автоматика системы подачи пара на уплотнения и отсоса от них должна поддерживать давление в коллекторе 0,113—0,118 МПа во всем диапазоне нагрузок и при снижении частоты вращения ротора.

В момент полного снятия электрической нагрузки и отключения генератора от сети необходимо убедиться в том, что система регулирования турбины устойчиво удерживает холостой ход. В случае неустойчивой работы на холостом ходу турбина должна быть немедленно остановлена.

После отключения генератора от сети и перевода турбоагрегата на холостой ход включения масляный электронасос высокого давления. Останов турбоагрегата производится вывешиванием гидравлического автомата безопасности. При этом необходимо проверить, чтобы стопорные и регулирующие клапаны высокого давления и промпрегрева полностью закрылись. После закрытия клапанов полностью закрываются все запорные задвиж-

ки на паропроводах свежего и вторичного пара. Если необходимо снять кривую выбега ротора, то останов производится при полном вакууме и при постоянной температуре масла в системе смазки. Для ускорения останова турбоагрегата производится срыв вакуума (если это позволяет режим останова блока), который достигается отключением работающего основного эжектора и открытием вентиля срыва вакуума; только после полного снижения вакуума закрывается подача пара на уплотнения турбины во избежание попадания холодного воздуха в ЦВД.

Когда частота вращения ротора понизится примерно до 83 с⁻¹, производится включение электродвигателя валопроворотного устройства с тем, чтобы сразу после останова ротора автоматически началось его проворачивание. Затем включается в работу масляный электронасос высокого давления. После останова турбоагрегата снимается сравнительное давление пара в переходных трубах типа зетс в паропроводе между стопорным клапаном и главным паровым задвижками.

После прекращения сброса пара в конденсатор через БРОУ 2 (если во время останова блока этот сброс производится) и через 10—15 мин после отключения на пару основного эжектора останавливаются конденсатные насосы, а после охлаждения выхлопных газуэков турбины до 50°С закрываются задвижки на сливных и напорных трубопроводах циркуляционной воды. Вентили подачи конденсата в камеры гидравлического уплотнения конденсаторов закрываются после останова конденсатных насосов. Вентили опорожнения камер гидравлического уплотнения, а также вентили слива циркуляционной воды открываются и остаются в открытом положении до следующего пуска турбины. Дальнейшие операции зависят от назначения останова турбоагрегата: в горячий резерв, для более длительной стоянки или в капитальный ремонт. При останове на срок до 40 ч дренажи на ЦВД и горячий пикот промпрегрева не должны открываться, тогда как при более длительной стоянке их следует открыть, так же как дренажи паропроводов отбортов, все гидродупы в атмосферу и обспаривание главных паропроводов свежего пара.

При останове турбоагрегата на срок до 24 ч вращение ротора валоповоротным устройством производится непрерывно. При более длительной стоянке непрерывное вращение ротора осуществляется в течение 12 ч, после чего производится периодическое проворачивание ротора на 180° через каждые 30 мин.

После снижения температуры масла до 30°С отключается охлаждающая вода на маслоохладители. Непрерывная подача масла на подшипники турбоагрегата производится до тех пор, пока температура наружного корпуса ЦВД не станет ниже 150°С. После этого масляный электронасос низкого давления включается только на период проворачивания ротора валоповоротным устройством.

При остановке турбоагрегата на длительный срок или выход в капитальный ремонт проворачивание ротора валоповоротным устройством может быть прекращено при снижении температуры наружного корпуса ЦВД до 200°С, однако масляный электронасос может быть остановлен только при снижении температуры наружного корпуса до 150°С.

Разбачивание наружного корпуса ЦВД разрешается только после снижения его температуры до 100°С. Это ограничение должно выдерживаться во избежание деформации наружного корпуса и коробления плоскостей горизонтального разреза.

РЕКОНСТРУКЦИЯ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕВОДЕ НА ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЙ РЕЖИМ

16-1. Схема подогрева сетевой воды

Мощные тепловые электростанции во многих случаях становятся центрами крупных промышленных районов.

Для покрытия возрастающих тепловых нагрузок широко используется реконструкция конденсационных турбин, предусматривающая организацию регулируемых отборов пара. В отечественной энергетике уже накоплен большой опыт модернизации конденсационных турбин со средними и высокими параметрами пара. В частности, широкое распространение получила модернизация турбин мощностью 100 МВт. Помимо обеспечения теплом потребителей, перевод турбины в теплофикационный режим приводит к снижению удельных расходов топлива.

В настоящее время наиболее перспективными в отношении указанной реконструкции являются турбоустановки мощностью 160–200 МВт. Решение о возможности использования таких турбоустановок для целей теплофикации зависит от конкретных тепловых нагрузок, температурного графика теплотести, длительности отопительного периода, компоновочных и конструктивных особенностей турбоустановок.

При реконструкции турбины энергоблоков целесообразно обеспечить подогрев сетевой воды в пределах каждого блока. В этом случае будет сохранен принцип блочности и обеспечена возможность наращивания тепловой мощности станции путем реконструкции следующих агрегатов. Первый опыт организации регулируемых отборов у турбин К-160-130 относится к 1973–1974 гг. Для теплоснабжения промышленных предприятий, расположенных вблизи Назаровской ГРЭС, реконструировано три турбины, которые при полной нагрузке отборов могут выдавать потребителю 1100 ГДж/ч тепла. На этой электростанции турбины К-160-130 работают в блоках с двухкорпусными котлами ПК-38 (дубль-блоки). Параметры свежего пара: давление 13 МПа, температура 540°C, температура пара после промпрегрева 540°C. Подогрев сетевой воды производится по двухступенчатой схеме в основном и пиковом подогревателях сетевой воды, обеспечивая температурный график теплотести 130/70°C. Поверхность каждого из подогревателей составляет 500 м².

Пар в основной подогреватель (рис. 16-1) подается из нерегулируемого отбора за 2-й ступенью ЦНД. В пиковый подогреватель се-

тевой воды подается пар давлением 0,35–0,45 МПа из регулируемого отбора за ЦВД турбины. По сетевой воде подогреватели включены последовательно, слив дренажа греющего пара каскадный. Изменения в тепловой схеме, связанные с переводом турбины на теплофикационный режим, изображены на схеме рис. 16-1 утолщенными линиями.

Добавляемое при реконструкции теплообменное оборудование может увеличить загрязнение конденсата греющим паром как вредными примесями (мель, железо), так и сетевой водой при повышении испаряющей способности пара. Учитывая высокие требования, предъявляемые к котловым водам приметочных котлов, необходимо производить полную очистку дренажа сетевых подогревателей. В связи с тем что по условиям надежной работы фильтров конденсатоочистки температура очищаемого конденсата не должна превышать 40°C, предусмотрена установка складчатых дренажа сетевых подогревателей. После охладителей дренаж с температурой 39–43°C поступает в специально выделенный в конденсаторе «соленый» отсек и дополнительно охлаждается до температуры насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе. Охлаждающей средой в охладителе дренажа служит основной конденсат, который поступает далее в линию за ПНД. Выделение в конденсаторе «соленого» отсека вызвано недостаточной промываемостью (50%) блочной конденсатоочистки. Для блоков с барабанными котлами специальной очистки конденсата сетевых подогревателей не требуется. Большую часть отопительного периода подогрев сетевой воды производится только в основном сетевом подогревателе. Пиковый сетевой подогреватель включается при низких температурах наружного воздуха. Так, при $t_{\text{вн}} = -37^\circ\text{C}$ для подогрева сетевой воды до 130°C потребуются отобрать на пиковый сетевой подогреватель 110 т/ч пара. При более высокой температуре наружного воздуха количество отбираемого из регулируемого отбора пара уменьшается, а из нерегулируемого увеличивается. При $t_{\text{вн}} = -15,7^\circ\text{C}$ необходимость в паре из регулируемого отбора отпадает. В районах, где температура наружного воздуха выше указанного предельного значения, экономически целесообразно организовать регулируемый отбор с уменьшенными значениями давления пара.

Вариант реконструкции турбины с расширенным диапазоном изменения давления пара в отборе (0,15–0,45 МПа) оказывается более сложным, так как требует существенной реконструкции проточной части турбины. Это связано с тем, что на максимальном теплофикационном режиме изотропический теплотерепад, срабатываемый в ступенях ЧСД турбины, должен увеличиться на 34%. Целесообразно распределить этот теплотерепад на возможно меньшее число ступеней ЧСД. При выборе варианта реконструкции проточной части турбины учитываются условия прочности ступеней турбины, условия работы упорного подшипника, а также ряд вопросов, свя-

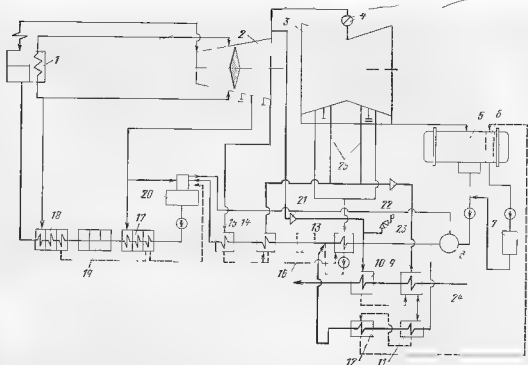


Рис. 16.1 Принципиальная тепловая схема

1 — котел; 2, 3 — ЦВД и ЦНД турбины; 4 — поворотный кран; 5 — конденсатор; 6 — «солонный» сток в конденсаторе; 7 — конденсатосток; 8 — эжектор; 9, 10 — основной и пиковый сетевые подогреватели; 11, 12 — охладители дренажа сетевых подогревателей; 13—15 — ПВД1, ПВД3 и ПВД4; 16 — отключающий ПВД2; 17, 18 — ПВД5 и ПВД6; 19 — отключающий ПВД7; 20 — деаэра-тор 0,6 МПа; 21, 22 — обратные клапаны регулируемого и регулируемого отборов; 23 — предохранительные клапаны регулируе-мого отбора пара; 24 — линия сетевой воды; 25 — на, опорожнения регулируемого отбора

званных с необходимыми изменениями в схеме регенерации.

Принятый вариант реконструкции проточ-ной части состоит в замене 9—15 ступеней ЧСД, удаления первых ступеней в обоих потоках ЦНД. По сравнению с существующей проточной частью удаление первых ступеней ЦНД приводит к уменьшению экономичности на конденсационном режиме на 0,1% (при расходе пара через турбину 500 т/ч). Однако при работе на теплофикационном режиме снижение давления в отборе за счет удаления первых ступеней ЦНД повышает экономич-ность по сравнению с вариантом без удаления этих ступеней на 0,6%.

Снижение давления в отборе требует заме-ны ресивера на больший (диаметром 1200 мм вместо существующего 1000 мм). Одновреме-но с этим реконструируется переходная вых-лопная часть ЦВД, являющаяся связующим звеном между выходной частью цилиндра и ресивером, диаметр верхнего фланца переход-ной части увеличивается с 1000 до 1200 мм. В переходной части выполняется паростоводящий патрубок регулируемого отбора (диаметром 1000 мм). Учитывая большой объем работ по этому варианту, до накопления опыта эксплуа-тации реконструкцию первых турбин произ-водим по варианту с диапазоном давлений в

отборе 0,35—0,45 МПа, однако в дальнейшем более широкое распространение найдет вто-рой вариант, с диапазоном давлений 0,15—0,45 МПа. Так, в течение ближайших 10—12 лет по этому варианту предполагается рекон-струировать примерно 30 турбин.

Ниже описывается выполненная по прое-кту ХФ ЦКБ на трех турбинах реконструкция с диапазоном давлений 0,35—0,45 МПа. Ос-новные решения по реконструкции ряда узлов кроме проточной части и парораспределения ЧНД, в обоих вариантах аналогичны.

16-2. Организация отвода пара из турбины. Диаграмма режимов

Наиболее подходящим по давлению ме-стом отбора пара для 1-й ступени подогрева сетевой воды является камера регенеративно-го отбора за 2-й ступенью ЦНД. Максималь-ный расчетный расход пара из этой камеры в бойлер составляет 93 т/ч, а вместе с расходом на нужды регенерации составляет 119 т/ч. Существующих проходных сечений из камеры за второй ступенью ЦНД оказывается недо-статочно для вывода такого количества пара. В соответствии с технико-экономическими рас-четами, учитывающими длительность отопи-тельного периода и возможность использова-

ния в летний период низкотенциального отбора для нужд горячего водоснабжения, оканчиваясь целесообразным ликвидировать седьмой регенеративный отбор (за третьей ступенью ЦВД, в обоих потоках), а паросоводящие патрубки и трубопроводы, соединявшие камеру турбины с подогревателем, использовать для отвода пара к бойлеру, в дополнение к двум патрубкам $D_y 300$, отводящим пар из камеры за 2-й ступенью. Для этого отверстия во внешней камере за 3-й ступенью отглушаются, разделяются существующие отверстия в камере за 2-й ступенью и окна в перегородках между внешними камерами отборов за 2-й и 3-й ступенями ЦВД. Кроме того, в камеру за 2-й ступенью дополнительно врезаются четыре трубы $D_y 300$.

В итоге вывод пара из проточной части турбины в нерегулируемый отбор осуществляется через 10 патрубков $D_y 300$. Все трубы проходят через переходный патрубок конденсатора и от него отводятся четырьмя трубами $D_y 450$, которые затем объединяются в коллектор $D_y 1000$. При такой организации отвода максимальная скорость пара 90 м/с достигается в осевом зазоре между диафрагмами 2-й и 3-й ступеней ЦВД. Максимальная скорость пара в трубопроводе $D_y 1000$ составляет 62 м/с.

Регулируемый отбор пара осуществляется из камеры за ЦВД, где имеется возможность отвода необходимого количества пара. В соответствии с графиком тепловых нагрузок максимальный расход пара из регулируемого отбора составляет 143 т/ч при давлении в отборе 0,45 МПа. Отвод пара производится из переходного патрубка выходной части ЦВД, в который врезан участок трубы $D_y 600$ с переходом на $D_y 800$. Максимальная скорость пара составляет 43 м/с. С трубопроводом отбора пара соединены предохранительные клапаны, предотвращающие аварийное повышение давления в камере отбора.

Изменение условий работы турбины приводит к доплате значительную нагрузку предельных ступеней 15-й ступени ЦВД и 2-й ступени ЦВД. Несколько перераспределяется также 14-я ступень ЦВД и 1-я ступень ЦВД. Для снижения нагрузки на предельные ступени потребовалась их полная реконструкция, при этом во избежание дополнительной перегрузки 14-й ступени ЦВД площадь проходных сечений диафрагмы и рабочих лопаток 15-й ступени сохранены такими же, как до модернизации, а снижение напряжений достигнуто увеличением ширины профиля в корневой сечении до 48,5 мм (вместо 45,8 мм). Напряжения в рабочих лопатках 2-й ступени ЦВД снижены за счет некоторого перераспределения теплотенергетического между 2-й и 1-й ступенями, а также за счет применения более широкого в корневом сечении профиля лопаток.

Рабочий диапазон изменения давления в регулируемом отборе составляет 0,35–0,45 МПа, причем нижний предел определяется по условиям прочности 15-й ступени ЦВД, а верхний – по условиям прочности ком-

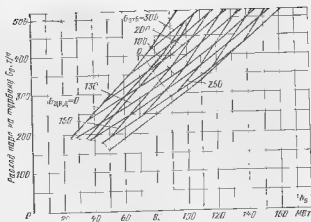


Рис 16-2. Диаграмма режимов модернизированной турбины

пенсаторов расхода, а также требуемым максимальным подогревом сетевой воды.

Расход пара в нерегулируемый отбор зависит от температуры парового воздуха и расхода свежего пара через турбину. При уменьшении электрической нагрузки расхода пара в нерегулируемый отбор уменьшается. При расходе пара через турбину равном 300 т/ч, расход пара в основной бойлер становится равным нулю; в этом случае расход пара в пиковый бойлер необходимо увеличивать до максимального. Наиболее эффективное использование низкотенциального отбора пара достигается в режимах с расходом пара через ЦВД более 400 т/ч.

При работе с включенными отборами пара максимальная электрическая мощность снижается на 20 МВт, но при средней температуре парового воздуха максимальная мощность турбины равна 150–155 МВт. Зависимость мощности турбины от расходов пара через ЦВД и в регулируемый отбор при отключенном нерегулируемом отборе определяется по диаграмме режимов (рис 16-2).

В связи с организацией теплофикационных отборов пара несколько увеличены удельные нагрузки в упорном подшипнике при статических режимах, однако максимальное расчетное значение их оказывается в допустимых пределах, поэтому при модернизации турбины упорный подшипник сохраняется. В то же время в переходных режимах появляются дополнительные факторы (например, резкое изменение расхода пара в ЦВД при практически неизменном в течение нескольких секунд расходе из промпрегревателя), влияющие на нагрузку на упорный подшипник. Для уменьшения забросов давления в отборе предусмотрена установка специального узла в системе регулирования турбины, предотвращающего резкие перемены давления заслонки при воздействиях со стороны регулятора скорости. Расчетами показано, что при отсутствии такого устройства динамические отклонения давления в отборе при быстром изменении электрической мощности на 25% составляют 0,2–0,25 МПа.

16-3. Реконструкция парораспределения ЦВД и ЦСД

С переводом турбины в теплофикационный режим работы к узлам и системам предъявляются повышенные требования по длительной надежности, чтобы свести к минимуму вынужденные остановки блока, особенно в отопительный период. Проведенные в этом направлении работы завода, ОРГЭС и электростанций позволили обеспечить гарантированный межремонтный период не менее 3, а в ряде случаев и более 4 лет.

Многолетний опыт эксплуатации серии турбин позволил сформулировать основные требования по дальнейшему увеличению межремонтного периода и сокращению затрат на ремонт и обслуживание. Задача повышения ресурса основных узлов и деталей турбины при брется особо важное значение в условиях относительного сокращения численности ремонтного персонала. Обследовав, проводившим ОРГЭС в 1970 г., установлена целесообразность дальнейшего совершенствования и реконструкции парораспределения турбины. Это продиктовано как новыми требованиями к системам регулирования турбин в части обеспечения заданных пределов местной степени неравномерности, так и способностями стабильности и упрощения настройки, повышения межремонтного периода. Вопросы простоты и однозначности настройки особенно важны для теплофикационной турбины, у которой значительно увеличено количество связей в системе регулирования, требующих постоянного согласования и однозначности характера.

Реконструкция стопорного клапана и его сервомотора проводится с целью увеличения разгрузки, облегчения разборки при ремонтах и уменьшения действующих на шток усилий продольного изгиба. Последнее позволит увеличить срок службы штока, устранив причины его изгиба.

В реальных условиях эксплуатации возникают ситуации, когда требуется быстрое открытие стопорного клапана после его мгновенного закрытия. В ряде случаев такой режим не обеспечивается, например, из-за увеличения в процессе эксплуатации утечек из пространства между стопорными и регулирующими клапанами (по штокам регулирующих клапанов и др.), снижающих разгрузку стопорного клапана. Для открытия клапана эксплуатационному персоналу приходится прикладывать ПТЗ, снижая давление пара перед стопорным клапаном. Естественно, дополнительные операции снижают эффективность управления турбиной.

Реконструкция стопорного клапана (рис. 16-3) заключается в замене штока 1 и чашки 2 клапана. Шток выполняется с разгрузочным клапаном увеличенного диаметра. В чашке клапана периспидкулярно его оси имеется вырез, в котором установлены вставки 3, являющиеся упором штока при его перемещении в сторону открытия. Крепление вставок в чашке осуществляется специальными штифтами, ограничивающими поперечное смещение вставок. Таким образом, в паровом пространстве исключены резбовые соединения. Для ограничения усилий продольного изгиба в штоке клапана при открытом положении, когда чашка упирается в крышку 4, предусматривается установка в сервомоторе ограни-

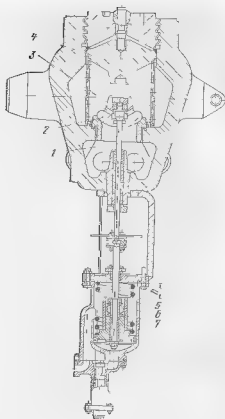


Рис. 16-3. Реконструкция стопорного клапана

тельной втулки 5, пакета 6 тарельчатых пружин и втулки 7. После посадки чашки клапана на упор в крышку поршень сервомотора, сжимая пакет тарельчатых пружин на определенную величину, определяемую расстоянием А от ограничительной втулки до крышки сервомотора, обеспечивает заданную силу прижатия (около 4 т) чашки к упору. Тем самым обеспечивается гарантируемое усилие продольного изгиба в штоке.

Реконструкция распределительного устройства (рис. 16-4) состоит в установке новой рамы распределительного механизма, на которой размещены кулачковые валы, опоры валов, рычаги привода клапанов, прижимное устройство рейки и т. д. Жесткая литая рама крепится к промежуточным корпусам третьего и четвертого клапанов. Свобода поперечных относительных перемещений рамы обеспечивается посадкой ее на специальные выступы в промежуточных корпусах. Фиксирующий пункт рамы располагается в районе четвертого клапана, что обеспечивает некоторую компенсацию тепловых расширений. В раме имеется внутренняя камера для подвода воды с целью охлаждения подшипниковых опор кулачковых валов. Уменьшению нагрева опор

способствуют отдалению их от горячих поверхностей турбины, организация воздушной камеры между корпусами клапанов и рамой, а также уменьшение теплопередачи от колонок клапанов к опорам валов за счет весьма малой поверхности контакта между промежуточными корпусами и рамой. Жесткость кулачковых валов существенно увеличена (диаметры валов в опорах увеличены с 60 до 110-120 мм). Благодаря повышенной жесткости оказалось возможным выполнить левый кулачковый вал трехлопастным. Две из этих опор расположены в месте посадки шестерни привода, что благоприятно сказывается на силовых деформациях вала. Правый кулачковый вал двухлопастный.

При реконструкции за счет существенного увеличения длины скалок, передающих усилия от рычагов к клапанам, уменьшены перекашивающие усилия, воспринимаемые направляющими стаканами. Одновременно значительно развиты направляющие поверхности — стакан имеет разнесенные направляющие пояски, диаметр которых увеличен более чем в 2 раза, что способствует уменьшению износа сопрягаемых поверхностей стаканов и колонок клапанов.

Испытаниями существующего парораспределения установлено, что характеристики его существенно зависят от температурного режима турбины. Это вносит определенные неудоб-

ства при настройке, что особенно важно для турбин, работающих в теплофикационном режиме. Поскольку общая настройка системы регулирования турбин с отборами пара достаточно сложна. Кроме того, полезно иметь возможность контролировать характеристики при кратковременных остановах турбины.

Влияние температурного режима ЦВД на зависимость перемещения регулирующих клапанов от хода сервомотора определяется в основном тремя составляющими: вертикальным перемещением опоры рычага 1 (пос. 2 — промежуточный рычаг, рис. 16-5, а); вертикальным перемещением опор кулачковых валов, приводящим к повороту на некоторый угол шестерни относительно рейки, горизонтальным смещением колонок боковых клапанов. Как видно из кинематической схемы, все три составляющие одного знака и приводят к прикрыванию клапанов по мере прогрева турбины. При модернизации предусмотрена схема рычажного привода (рис. 16-5, б) с компенсацией в определенных пределах вертикальных перемещений опор А и В путем замены рычага 3 на рычаг второго рода. Независимость положения точки В от температурного режима ЦВД (перемещения опор В в горизонтальном направлении определяются расширением цилиндра и патрубков боковых клапанов) достигается заменой наклонных тяг вертикальными. Характеристики модернизи-

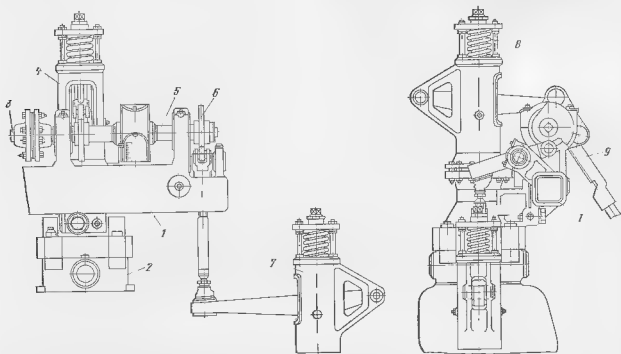


Рис. 16-4 Реконструкция распределительного устройства.

1 — рама; 2 — корпус четвертого клапана; 3, 5 — левый и правый кулачковые валы; 4, 7 — колодки четвертого и первого клапанов; 6 — кулачок первого клапана; 8 — пружина клапана; 9 — рейка.

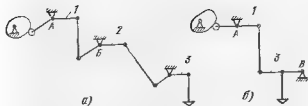


Рис. 165. Кинематическая схема распределительного устройства
а) до модернизации б) после модернизации

рованного парораспределения приведены на рис. 166.

Замеча рычагов перелом рода на рычаги второго рода обеспечивает увеличение в 3 раза реакций в опорах. Дополнительные уменьшение реакций в опорах и шарнирах рычагов обеспечено уменьшением передаточного отношения от кулачков к клапанам (0,45 вместо 1). Одновременно увеличением диаметра шестерни снижены усилия действующие в зацеплении шестерни кулачков с валом с рейкой. Это потребовало увеличения на 20% рабочего хода сервомотора 1. Сокращение расходуемого момента на кулачковом валу позволило увеличить максимальное открытие первого и второго регулируемых клапанов. По испытаниям ЮжОТРЭС дроселирование в клапанах уменьшилось на 0,12–0,15 МПа.

Реконструкция блока клапанов промпрегрева обеспечивает возможность принудительного закрытия разгрузочного клапана при перемещении поршня сервомотора толкателя. Кроме того, предусмотрено увеличение открытия клапанов (до 110 мм по ходу штока, что снижает дроселирование в клапанах промпрегрева примерно на 0,03 МПа) и повышение степени разгрузки путем увеличения размеров разгрузочного клапана.

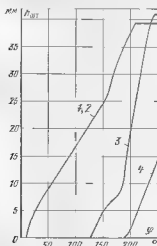


Рис. 166. Зависимость подъемов штоков $h_{шт}$ регулирующих клапанов от угла поворота ϕ кулачкового вала
1, 2 — подъем штоков первого и второго регулируемых клапанов, 3, 4 — подъем штоков третьего и четвертого клапанов

Изменение расхода пара в регулируемый отбор осуществляется главным образом изменением расхода в ЦНД. Для этого перед ЦНД установлен клапан типа поворотной заслонки (рис. 167). Сварной стальной корпус 1 поворотной заслонки устанавливается на патрубке ЦНД. Поворотная заслонка 2 часовой-образной формы расположена на валу, опирающемся на выносные подшипники качения 3. Корпуса 4 подшипников крепятся к крошечным, имеющим камеры для подачи охлаждающей воды. Уменьшению нагрева подшипников способствуют также дисковые экраны 5, установленные на валу заслонки с обеих сторон клапана. Уплотнения вала выполнены двухступенчатыми. Первая ступень — поршневые кольца, разделяющие паровое пространство клапана и камеры отсоса 8. Вторая ступень — уплотнение камеры отсоса фрикционного типа. Радиальные зазоры между поршневыми кольцами и валом во избежание прихвата колец к валу должны быть не менее 0,2–0,3 мм. Осевой разбег колец в расточке корпуса составляет примерно 1 мм.

Фрикционное уплотнение вала заслонки (рис. 16-7) состоит из насаженного на вал диска 7, к торцевой поверхности которого прижат диск 9, на контактной поверхности которого имеются цилиндрические канавки для повышения удельных давлений. Между дисками 9 и 11 зажата тонкая мембрана 10 с выштампованным гофром. По периферии мембрана зажата в корпусе уплотнения. Необходимые по условиям плотности контактные давления достигаются регулировкой натяга пружин 6. Плотность клапана в закрытом положении обеспечивается запирающими поясками (полукольцами), приваренными в корпусе клапана и встречными поясками на заслонке.

При дроселировании потока пара в частично открытой заслонке достигаются критические и сверхкритические скорости. Для стабилизации потока пара предусмотрены направляющие ребра в корпусе клапана и приемном патрубке ЦНД.

Для предотвращения беспарового режима ЦНД в заслонке имеются четыре отверстия, перепускающие необходимый для охлаждения ЦНД расход пара даже при полностью закрытой заслонке. Размер указанных отверстий выбирается так, чтобы при полностью закрытой заслонке на холостом ходу туго было давление в камере отбора было около 0,35–0,40 МПа. Это обеспечивает достаточную плотность клапана и в то же время необходимый для охлаждения ЦНД расход пара.

Защита агрегата от обратного потока пара из линий отборов осуществляется обратными клапанами: D_y 800 на регулируемом отборе и D_y 1000 на пере регулируемом отборе. В закрытом положении запорный орган клапана — захлопка торцевой поверхности контактирует с плоскостью седла. Ось пово-

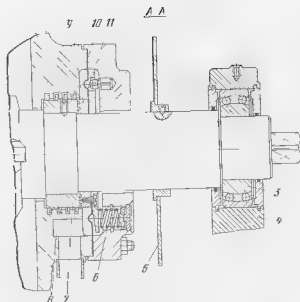


Рис 16-7. Поворотная заслонка ЦНД

ротной заслонки соединена с запирающим механизмом, который предназначен для создания дополнительного момента, направленного на закрытие клапана, а также для полного прижатия заслонки к седлу. По условиям пожаробезопасности рабочей жидкостью запирающего механизма является вода. Особенности работы на воде и достаточно редкое эксплуатационное включение механизма обуславливают целесообразность использования в запирающем механизме беззолотниковое импульсное устройство (рис. 16-8). Рабочая полость сервомотора 1 соединена с камерой А сопла 2. Вода в камеру А подводится через дроссель 3. Слив из камеры управляется отбойным диском 4, прижатым к торцу сопла усилием пружины 7 и силой тяжести якоря

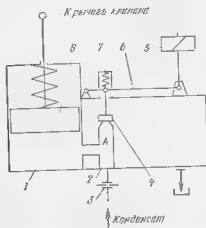
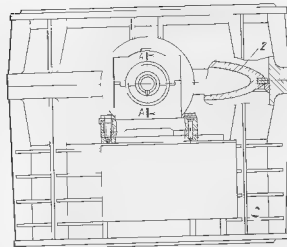


Рис 16-8. Запирающий механизм обратного клапана



электромагнита 5. При подаче воздействий на электромагнит якорь, втягиваясь, перемещает рычаг 6, сжимая пружину 7, и усилием давления воды на торец отбойной пластины последняя перемещается до упора, открывая слив из камеры сопла. Это приводит к снижению давления в рабочей камере сервомотора и перемещению вниз подпружиненного поршня 8. Таким образом, сервомотор создает дополнительное усилие, направленное на закрытие заслонки клапана, а в положении закрытия клапана создается дополнительное прижимающее усилие. Введение запирающего механизма осуществляется включением специальной катушки, освобождающей фиксатор якоря магнита. Под действием усилия пружины 7 и силы тяжести якоря диск 4 прижимается к торцу сопла. Схемой включения электромагнита предусмотрено подача воздействий на закрытие обратного клапана при закрытии стопорного клапана турбины и отключении масляного выключателя генератора

16-5. Принципиальная схема регулирования

Модернизированная турбина оснащена системой связанного регулирования двух параметров частоты вращения ротора и давления в регулируемом отборе. Связанное регулирование означает, что каждый из регулирующих органов (клапаны ЦВД и заслонка ЦНД) управляют обоими регуляторами (частоты вращения и давления в отборе). Такая система позволяет регулировать параметры независимо один от другого. При необходимости изменить отбор сохраняя электрическую нагрузку следует перемещать регулирующие органы ЦВД и ЦНД таким образом чтобы суммарная мощность турбины не изменялась. Например, при необходимости увеличения расхода пара в отбор расход

в ЦВД увеличивают, а в ЦНД уменьшают, чтобы увеличение мощности ЦВД было равно уменьшению мощности ЦНД. Необходимо соотношение перемещений сервомоторов ЦВД и ЦНД обеспечивается на ближайшем выборе передаточных соотношений от регулятора давления к сервомоторам.

Если требуется изменить электрическую мощность, не изменив расход пара в отбор, необходимо перемещать регулирующие клапаны ЦВД и ЦНД в одном направлении, чтобы изменение поступления пара в камеру отбора, вызванное перемещением регулирующих клапанов ЦВД, было равно изменению расхода пара в ЦНД. В этом случае давление в камере отбора, а следовательно, и расход пара в отбор остаются неизменными. Требуемые перемещения сервомоторов в этом случае обеспечиваются выбором передаточных соотношений от регулятора скорости к сервомоторам ЦВД и ЦНД.

Система связанного регулирования обеспечивающая независимое регулирование частоты вращения ротора и давления в отборе является автономной. Если независимое регулирование достигается только в установившихся режимах система статически автономна, если же незначительные регулируемые параметры сохраняются и в динамике, система является динамически автономной.

Для выпускаемых турбин с отборами пара не имеющими промежуточного перегрева, в строгое соблюдение условий динамической автономности нет необходимости. Нарушение условий динамической автономности в системах регулирования таких турбин определяется разницей поступлений, времени сервомоторов ЦВД и ЦНД, что целесообразно для уменьшения в динамике расходов масла. Однако даже при существенных отклонениях от динамической автономности изменения давления в отборе в переходных режимах невелики. Это объясняется тем, что времена сервомотора малы, а сброс камеры отбора, включающий паропроводы от турбины до бойлера и предохранительных клапанов отбора, достаточно велик. Отмеченные факторы способствуют стабилизации давления в отборе в переходных режимах. Что касается динамических отклонений, частоты вращения или мощности турбины при возмущениях, вносимых тепловым потребителем, то ввиду того, что такие возмущения не могут быть мгновенными (в особенности для тепловых установок турбин), существенных изменений частоты вращения или мощности турбины не происходит. Таким образом для турбин без промежуточного перегрева пара достаточно выполнить систему статически автономной, что возможно с точки зрения качества системы регулирования, так и удобства управления ею.

В турбинах с промежуточным перегревом пара условия автономности не ограничиваются требованиями равенства времени сервомоторов. Определяющим для давления в отборе является баланс расходов пара в камере отбора, зависящий уже не столько от скорости перемещения клапанов ЦВД, сколько от давления в промежуточном перегревателе. Ветвями большой обьемы камеры промежуточного перегрева приводит к тому, что в переходных процессах давление в промежуточном перегревателе мало, а следовательно, мало изменяется и поступление пара в камеру отбора. В то же время расход пара из камеры отбора в ЦНД, зависящий от перемещения дроссельной заслонки, может существенно измениться при быстрых с перемещениях. Так при частичном сбросе электрической нагрузки, не приводящем к перемещению клапанов промежуточного перегрева происходит прикрытие регулирующих клапанов ЦВД и ЦНД. Давление в промежуточном перегревателе незначительно ввиду отличной его инерционности, поэтому происходит повышение давления в камере отбора вызывающее перемещение золотника регулятора давления на величину, существенно превышающую рабочий ход.

Аналогично при сбросе паровой давление в отборе резко падает. И если в исходном режиме золотник регулятора давления находится вблизи упора, то снижение давления оказывается существенным. Резкое колебание давления в отборе, происходящее при резком изменении электрической нагрузки, могут оказывать неблагоприятное влияние на условия работы упорного подшипника, предлобной ступени турбины, а так же приводить к сбросу влаги или насыщенного пара из бойлера в прочую часть турбины. Таким образом в зависимости от условий работы в конструкции турбины колебания давления в отборе при изменении электрической нагрузки могут оказаться недопустимыми. Поэтому выполнение схемы динамически автономной по давлению пара в отборе повышает надежность турбины. Очевидно, что для соблюдения динамической автономности необходимо перемещать сервомотор ЦНД со скоростью, равной скорости изменения давления в промежуточном перегревателе. С этой целью в схеме регулятора специально предусмотрено звено катаракт регулятора скорости (КРС), осуществляющий инерционность замедления клапана ЦНД при воздействии регулятора скорости. Динамическая автономность частоты вращения при изменении расхода пара в отбор не является необходимой, поскольку возмущения расходом в отбор медленные.

Принципиальная схема регулирования приведена на рис. 16.9. Контур регулирования частоты вращения состоит из центрального датчика частоты вращения, следящего золотника, золотника регулятора скорости (ЗРС), КРС, а также сервомоторов ЦВД, ЧСД и ЦНД с отсечными золотниками. Контур регулирования давления содержит размещенные в блоке регулятора давления (БРД) регулятор давления со следящим золотником, катаракт регулятора давления, выключатель сервомотора ЦНД.

При увеличении частоты сети отбойная пластина датчика частоты вращения перемещается в направлении «На генератор» увеличивая площадь истечения масла из сопла следящего золотника, давление в управляющей линии следящего золотника, действующее на его торец, временно уменьшается и золотник перемещается вслед за отбойной пластиной, восстанавливая первоначальный зазор. Смещение следящего золотника относительно буксы приводит к увеличению открытия окна *a* (рис. 16.9), сливающего масло из линии первого усиления. Это приводит к временному уменьшению давления действующего на нижний торец ЗРС, и золотник перемещается вниз, открывая окно *к*, подводящее масло в линию второго усиления. Когда давление в этой линии восстанавливается до исходного, золотник останавливается. Поскольку окно *к* расположено в неподвижной буксе, положение золотника однозначно определяется открытием окна *a* в буксе следящего золотника и, следовательно, частотой вращения ротора. Смещение ЗРС относительно подвижной буксы изменяет открытие окон *с*, *ж*, и на слив из линии второго усиления сервомоторов ЦВД, промежуточного перегрева и ЦНД. Увеличение от-

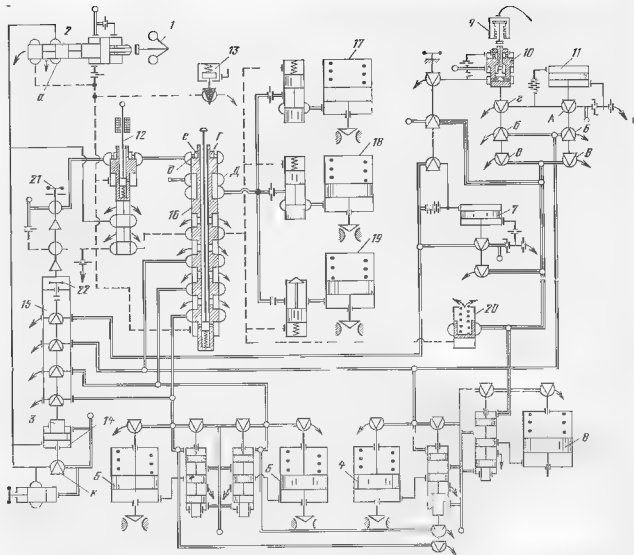


Рис 16-9. Принципиальная схема регулирования

1 — центробежный датчик частоты вращения ротора 2 — следующий золотник 3 — золотник регулятора скорости 4 — сервомотор регулирующих клапанов ЦВД 5, 6 — сервомоторы регулирующих клапанов ЧСД; 7 — клапан регулятора скорости, 8 — сервомотор регулирующих клапанов ЦВД, 9 — регулятор давления; 10 — последний золотник регулятора давления, 11 — клапан регулятора давления; 12 — золотник задний и регулятор безопасности; 13 — масляное реле связи; 14, 15 — исполнительная и подвижная часть золотника регулятора скорости, 17—19 — сервомоторы стопорного клапана и отсечных клапанов ЧСД с масляными выключателями 20 — масляный выключатель сервомотора поворотной заслонки ЦВД, 21 — механизм управления турбиной 22 — ограничитель мощности

крытия окон *л*, временно уменьшает давление масла в полости над поршнем КРС и поршень с золотником *м* перемещается вверх до тех пор, пока открытием сечений *з* давление в линии второго усиления не восстановится. При этом увеличивается открытие сечений *л*, включенных на слив из линии третьего усиления сервомотора ЦВД, давление в линии временно уменьшается и отсечной золотник сервомотора ЦВД перемещается вниз, открывая слив из рабочей полости сервомотора. Одновременно с этим увеличивается открытие окон *м*, подводящих масло в линию третьего усиления, и давление в ней восстанавливается. При

перемещении поршня сервомотора вниз соединенный с ним стержень обратной связи уменьшает слив масла из линии третьего усиления, восстанавливая в ней давление до исходного, и отсечной золотник устанавливается в среднее положение, в котором рабочая полость сервомотора отсечена от сливной камеры золотника. Таким образом, в соответствии с изменением частоты вращения происходит перестановка поршня сервомотора ЦВД. Благодаря специальному устройству КРС скорость перемещения поршня совпадает со скоростью изменения давления в промежуточном переградуателе, что обеспечивает динамиче-

скую автономность давления в отборе. Линии связи ЗРС с отсечными золотниками сервомоторов ЦВД и промперегрева выполнены аналогично связи с сервомотором ЦНД, но без катаракта.

В случае необходимости дистанционного изменения электрической мощности оператор воздействует на электропривод механизма управления турбиной (МУТ), перемещающий подвижную буксу ЗРС. Поскольку в этом случае частота сети постоянная и ЗРС занимает определенное положение, подвижная букса перемещается относительно золотника и изменяет открытие регулирующих окон. Дальнейшая передача воздействий происходит так же, как и в случае изменения частоты вращения.

Для ускорения движения клапанов промперегрева при сбросе нагрузки в модернизированной схеме сохранена линия дополнительного воздействия на отсечные золотники сервомоторов промперегрева со стороны отсечного золотника сервомотора ЦВД. Эта линия обеспечивает более раннее движение клапанов промперегрева на закрытие, чем по статической характеристике.

Контур регулирования давления работает следующим образом. При возмущении в камере регулируемого отбора (пусть для определенности увеличен расход в отбор) давление в камере отбора уменьшается соответственно уменьшается и усилие, действующее на сиффон регулятора давления, и шток регулятора с отбойной пластиной под действием пружины перемещается вверх. Увеличение зазора между отбойной пластиной и торцом сопла золотника приводит к временному снижению давления масла, действующего на торцы золотника регулятора давления (ЗРД). Золотник перемещается вверх вслед за отбойной пластиной, восстанавливая давление масла. Одновременно изменяется величина открытия окон *б*, *в* и *г* в золотнике.

Уменьшение площади истечения масла через окно *б*, включенное в линию второго усиления сервомотора ЦВД, вызывает перемещение вниз отсечного золотника и соответственно движение сервомотора ЦВД в направлении открытия регулирующих клапанов. Аналогично увеличение площади истечения масла через окно *в*, включенное в линию третьего усиления сервомотора ЦНД, приводит к его перемещению вниз, соответствующему закрытию заслонки ЦНД. Площадь истечения через окно *г* при движении вверх ЗРД увеличивается, это приводит к временному снижению давления над поршнем катаракта регулятора давления, вызывая его перемещение вверх. Новое положение равновесия поршня катаракта устанавливается, когда давление над поршнем восстановится до исходного за счет увеличения

при перемещении поршня площади окна *А*, включенного на подводе масла в линию управления катарактом регулятора давления. В новом положении поршня катаракта площадь истечения масла через окно *Б* оказывается меньше исходной, а площадь истечения через окно *А* увеличена. Соответственно происходит дополнительное открытие клапанов ЦВД и закрытие поворотной заслонки ЦНД. Эти дополнительные воздействия на регулирующие клапаны происходят медленнее, чем воздействия ЗРД, поскольку движение поршня катаракта регулятора давления замедляется пактом дросселирующих шайб, подключенным к управляющей линии катаракта.

Таким образом, схема регулятора давления обеспечивает разделенное по времени воздействие на регулирующие клапаны - вначале только от ЗРД, а затем дополнительно от катаракта регулятора давления. Относительно небольшое воздействие со стороны ЗРД способствует повышению устойчивости системы, но приводит к некоторому увеличению перерегулирования давления пара в переходных режимах. В дальнейшем дополнительным воздействием от катаракта регулятора давления это перерегулирование уменьшается и система выводится на новый режим с уменьшенной статической ошибкой по давлению пара.

В частном случае, если выполнить ширину окон *б* и *в* пропорциональной ширине окон *Б* и *В*, регулятор давления функционально становится изотропным с остаточной неравномерностью. Такие регуляторы применяются УТМЗ им. К. Е. Ворошилова в системах регулирования турбин с отборами пара.

Если исключить из схемы регулятора сечение *А*, остаточная неравномерность, или остаточная ошибка системы становится равной нулю и регулятор давления оказывается изотропным.

Раздельные связи ЗРД и сго катаракта с сервомоторами расширяют структурные возможности схемы и обеспечивают широкий диапазон выбора параметров для оптимальной настройки.

16-6. Схема защиты турбины

Модернизация схемы защиты определена главным образом необходимостью введения связей с сервомотором ЦНД. Одновременно с этим осуществлен ряд мероприятий, способствующих повышению надежности системы и упрощению управления. В частности, предусмотрена передача воздействий на исполнительные органы по независимым каналам.

Система защиты (рис. 16-9) содержит два регулятора безопасности, золотник регулято-

ра безопасности, золотник защиты, выключатель клапана НД, масляное реле смазки и дополнительную защиту по частоте вращения.

При срабатывании любого из регуляторов безопасности поворотный рычаг отжимает импульсный золотник, который открывает окно, сливающее масло из линии дополнительной защиты, и давление в этой линии уменьшается. Под действием давления, действующего на торце Γ золотника регулятора безопасности (ЗРБ), последний перемещается, размыкая контакт посадочных поверхностей золотника и седла. Камеры d и e сообщаются, и усилие, отжимающее золотник, увеличивается за счет подключения дополнительной площади торца Γ Золотник асатически (без промежуточных равновесных положений) перемещается до упора и открывает окно, сообщающее со сливом линии масляных выключателей сервомоторов стопорного клапана, толкателей промперегрета, сервомотора НД и линии второго усиления сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД и промперегрета и линию третьего усиления сервомотора клапана ЦНД (через выключатель 20).

Золотник регулятора безопасности связан с линией дополнительной защиты, в которую включены сливные окна дополнительной защиты (в следящем ЗРС) и реле смазки. В ЗРБ имеется специальный ярус D , переключавший при срабатывании подвод силового масла к сервомоторам стопорных клапанов. Одновременно открывается сечение, сливающее масло непосредственно из-под поршней. Это повышает надежность и пожаробезопасность системы защиты.

Золотник защиты по устройству подобен ЗРБ, с той лишь разницей, что он воздействует на линии первого усиления, тогда как ЗРБ сливает масло из линии второго и третьего усиления. По линии дополнительной защиты оба золотника связаны. Таким образом, при перемещении импульсного золотника любого из них снижается давление во всей линии дополнительной защиты. Поэтому даже в случае отказа основного ЗРБ или золотника защиты произойдет срабатывание защиты через другой основной золотник. Золотник защиты предназначен также для быстрого закрытия клапанов турбины при ручном или дистанционном воздействии на электромагнит. В этом случае якорь толкающего электромагнита перемещает импульсный золотник, что приводит к снижению давления масла в линии дополнительной защиты и перемещению основных ЗРБ и золотника защиты.

Линия дополнительной защиты выступает в действие при повышении частоты вращения до $56,3-56,6 \text{ с}^{-1}$ (на $0,8-1,33 \text{ с}^{-1}$ выше уставки регуляторов безопасности). Исполни-

тельное огно линии дополнительной защиты находится в буксе следящего золотника и при номинальной частоте вращения перекрывает кромку следящего золотника на $2,5-2,8 \text{ мм}$. При указанном повышении частоты вращения кромка следящего золотника открывает окно линии дополнительной защиты и давление в ней падает, вызывая перемещение основных ЗРБ и золотника защиты. Включенное в цепь дополнительной защиты реле смазки воздействует на ЗРБ и золотник защиты при снижении давления в линии смазки до $0,08 \text{ МПа}$. В этом случае под действием пружины перемещается поршень реле смазки и открывает окно, сообщающее линию дополнительной защиты со сливом.

Для проверки работоспособности реле смазки на остановленной турбине в системе установлен переключатель, с помощью которого можно разобщить рабочую полость реле и систему смазки, понизив в ней давление. Одновременно с проверкой реле смазки проверяется и работа всей системы защиты при воздействии со стороны линии дополнительной защиты. Взадействие системы защиты осуществляется дистанционным или ручным воздействием на механизм управления турбиной (в блоке регулирования), который в определенном положении уменьшает давление масла в линии взвода, действующее на торцы Γ ЗРБ и золотника защиты. При этом, если причина срабатывания защиты исчезла и следовательно, давление в линии дополнительной защиты восстановилось, основные ЗРБ и золотник защиты перемещаются до упора, соответствующего положению взвода. С целью ускорения опраций по взводу защиты механизм управления имеет двухскоростной привод с отношением скоростей $1:10$. Ускоренный привод (быстрый ход синхронизатора) взводит защиту за $6-7 \text{ с}$.

Система регулирования оснащена рядом блокировок, определяемых особенностями турбин с регулируемым оборотом пара. В частности, предусматривается блокировка, исключающая неправильную последовательность включения отбора. По установившейся предопределенной ситуации турбины не допускается открытие парового задвижки отбора до того как выключатся реле режимов отбора. Соответствующая блокировка предусматривает запрет на открытие задвижки в случае, если давление масла в линии слива регулятора давления, определяемое определенным положением переключателя режимов, выше $0,2 \text{ МПа}$.

На холостом ходу после сброса электрической нагрузки, если давление в камере отбора снижается, регулятор давления по дествует на регулирующие клапаны ЦВД, перемещая их в сторону открытия. В то же время регулирующие клапаны промперегрета перемещаются только под действием регулятора скорости и поэтому, компенсируя дополнительное открытие клапанов ЦВД регулятором давления, перекрываются. Возникает ситуация, когда клапаны промперегрета оказываются «запертыми» относительно клапанов ЦВД, что может неблагоприятно сказаться на условиях

охлаждения ЦВД. Для того чтобы исключить такой режим, предусмотрена блокировка на механизм управления регулятора давления, обеспечивающая перевод его в положение «Убавить» (отбор выключен) если сервомотор ЦВД находится в режиме подолжения соответствующего расхода пара в ЦВД 200 т/ч.

Ниже приводится описание основных узлов регулятора и защиты.

16-7. Блок регулирования

Блок регулирования (БР) установлен с правой стороны на опоре переднего подшипника. В блоке размещены ЗРС, МУТ, ограничитель мощности, разгонщик и золотник защиты с электромагнитом дистанционного выключения турбины.

Золотник регулятора скорости (рис. 16-10) предназначен для передачи воздействия от следящего к отсечным золотникам сервомоторов ЦВД, аромисгрева и КРС и представляет собой дифференциальный плунжер (диаметры 85 и 60 мм), размещенный в подвижной и неподвижной брусках. Верхняя кромка поршня диаметром 85 мм регулирует открытие окон А подводящих масло в линию первого усиления (сливается масло из этой линии через окно в следящем золотнике). Равновесие ЗРС определяется соотношением давлений, действующих на торцы поршня диаметром 85 мм и кольцевую площадь, образованную поверхностями с диаметрами 85 и 60 мм. Отношение этих площадей (1.2) определяет такое же соотношение давлений. Во внутренней полости золотника установлена гильза, в которой размещен шелевой фильтр, предохраняющий от засорения воздушник. Внутренняя расточка золотника и гильзы образуют кольцевой канал, в который через отверстия В поступает масло из межпоисковой камеры. На выходе из канала имеются тангенциальные отверстия, осуществляющие вращение золотника.

Золотник регулятора скорости имеет три поиски диаметром 60 мм. Нижний поисок разделяет камеры ситового масла и слива, средний управляет сливом из окон Г и Д в подвижной бусе К окнам Г масло поступает из камеры, соединенной с линией второго усиления сервомотора ЦВД, а к окнам Д — из камеры, связанной с линией второго усиления сервомотора ЦВД. Окна Г и Ж сливают масло из линии второго усиления сервомоторов аромисгрева. Камеры, через которые масло поступает к этим окнам, разделены радиальными перегородками. Сливящиеся из всех четырех окон масло поступает в камеру В, сообщающуюся с пространством внутри опоры переднего подшипника, и в камеру над верхним поиском ЗРС. Изменение открытия регулирующих окон Г Ж происходит при относительном перемещении золотника и подвижной бусы.

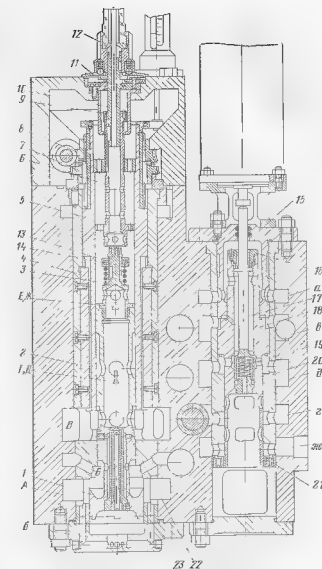


Рис. 16-10. Блок регулирования

1 — золотник регулятора скорости; 2 — подвижная буска ЗРС; 3 — пружина ограничителя мощности; 4 — штифт; 5 — подводящая буска ЗРС; 6 — подвижный упор; 7, 8 — четвертные кольца привода подвижной бусы; 9 — упорная и подвижная втулки ограничителя мощности; 11 — штифт ограничителя мощности; 12 — золотник привода ограничителя мощности; 13 — упорный подвижный сервоцилиндр; 14 — стакан упора золотника; 15 — упорная втулка золотника; 16 — упорная втулка золотника; 17 — упорная втулка золотника; 18 — упорная втулка золотника; 19 — упорная втулка золотника; 20 — упорная втулка золотника; 21 — упорная втулка золотника; 22 — упорная втулка золотника; 23 — упорная втулка золотника; 24 — упорная втулка золотника; 25 — упорная втулка золотника; 26 — упорная втулка золотника; 27 — упорная втулка золотника; 28 — упорная втулка золотника; 29 — упорная втулка золотника; 30 — упорная втулка золотника; 31 — упорная втулка золотника; 32 — упорная втулка золотника; 33 — упорная втулка золотника; 34 — упорная втулка золотника; 35 — упорная втулка золотника; 36 — упорная втулка золотника; 37 — упорная втулка золотника; 38 — упорная втулка золотника; 39 — упорная втулка золотника; 40 — упорная втулка золотника; 41 — упорная втулка золотника; 42 — упорная втулка золотника; 43 — упорная втулка золотника; 44 — упорная втулка золотника; 45 — упорная втулка золотника; 46 — упорная втулка золотника; 47 — упорная втулка золотника; 48 — упорная втулка золотника; 49 — упорная втулка золотника; 50 — упорная втулка золотника; 51 — упорная втулка золотника; 52 — упорная втулка золотника; 53 — упорная втулка золотника; 54 — упорная втулка золотника; 55 — упорная втулка золотника; 56 — упорная втулка золотника; 57 — упорная втулка золотника; 58 — упорная втулка золотника; 59 — упорная втулка золотника; 60 — упорная втулка золотника; 61 — упорная втулка золотника; 62 — упорная втулка золотника; 63 — упорная втулка золотника; 64 — упорная втулка золотника; 65 — упорная втулка золотника; 66 — упорная втулка золотника; 67 — упорная втулка золотника; 68 — упорная втулка золотника; 69 — упорная втулка золотника; 70 — упорная втулка золотника; 71 — упорная втулка золотника; 72 — упорная втулка золотника; 73 — упорная втулка золотника; 74 — упорная втулка золотника; 75 — упорная втулка золотника; 76 — упорная втулка золотника; 77 — упорная втулка золотника; 78 — упорная втулка золотника; 79 — упорная втулка золотника; 80 — упорная втулка золотника; 81 — упорная втулка золотника; 82 — упорная втулка золотника; 83 — упорная втулка золотника; 84 — упорная втулка золотника; 85 — упорная втулка золотника; 86 — упорная втулка золотника; 87 — упорная втулка золотника; 88 — упорная втулка золотника; 89 — упорная втулка золотника; 90 — упорная втулка золотника; 91 — упорная втулка золотника; 92 — упорная втулка золотника; 93 — упорная втулка золотника; 94 — упорная втулка золотника; 95 — упорная втулка золотника; 96 — упорная втулка золотника; 97 — упорная втулка золотника; 98 — упорная втулка золотника; 99 — упорная втулка золотника; 100 — упорная втулка золотника.

тельным перемещением золотника и подвижной бусы. Золотник может перемещаться только при изменении давления в нижней камере, связанной с линией первого усиления. В режиме регулирования на линию первого усиления воздействует только следящий золотник. Поэтому положение ЗРС относительно неподвижной бусы определяется частотой вращения ротора.

При работе генератора в сети при неизменном частоте золотник занимает определенное положение относительно неподвижной буквы. В этом случае управление сервомоторами осуществляется подвижной буквой. Привод буквы выполнен в виде трех червячных передач, две из которых, установленные последовательно, связывают букву с электродвигателем нормальной скорости, используемым при эксплуатационных изменениях электрической нагрузки. Третья червячная передача предназначена для перемещения подвижной буквы вручную или электродвигателем повышенной скорости. Быстрое перемещение буквы с помощью этого электродвигателя (примерно в 10 раз быстрее, чем при работе электродвигателя нормальной скорости) используется при оперативном введении защиты турбины. Для независимого перемещения буквы при работе электродвигателей использована конструкция, разработанная УТМЗ им. К. Е. Ворошилова, в которой подвижная буква сопрягается с двумя червячными колесами, причем одно из них (верхнее) резьбовым, а другое шпоночным соединением. Если вращается верхнее колесо, то буква перемещается поступательно, поскольку шпилька, расположенная в нижнем колесе, исключает возможность проворота буквы, если же работает привод, связанный с нижним колесом, буква вращается вместе с ним и вывинчивается по резьбе верхнего колеса. Независимый привод буквы позволяет пользоваться одновременно двумя приводами без каких-либо переключений.

Для предотвращения перегрузки электродвигателей механическим управлением при посадке буквы на упор существует помеховый выключатель положения буквы, отключающий электродвигатели, и две фиксационные муфты на случай отката в электрических цепях выключателя. Электродвигатель быстрого перемещения буквы, как было уже сказано выше, используется только для введения защиты. Введение защиты может производиться из любого исходного положения буквы. В то же время для предотвращения непроизвольных действий персонала, связанных с возможным включением цепи «Прибавить» электродвигателя увеличенной скорости при работе турбины с верхней необходимостью иметь блокировку, исключавшую такое включение при введенной защите. С этой целью в цепь «Прибавить» введен контактный выключатель, установленный в золотнике автомата безопасности. При введении золотника в откатный выключатель рычажком таким образом, если защита введена, цепь «Прибавить» электродвигателя увеличенной скорости разомкнута и быстрое перемещение буквы в этом направлении исключено.

Блокировка включения цепи «Прибавить» электропривода увеличенной скорости осуществляется с помощью выключателя, установленного на крышке блока регулятора и связанного с указателем положения подвижной буквы. Установка этого выключателя производится так, чтобы в рабочем диапазоне перемещения буквы (30 мм в нижнем от верхнего упора) контакты были разомкнуты.

Введение защиты осуществляется следующим образом: при перемещении подвижной буквы вверх вначале открывается все регулирующие органы линии второго уст-

роения, что соответствует положению закрытия всех регулирующих клапанов, затем нижние кромки продольных вырезов в подвижной букве перескакивают каналы линии масляных выключателей стороны клапанов и линии ввода. После закрытия стопорных клапанов усиление давления в линии ввода обеспечивает перемещение золотников автомата безопасности и защиты в рабочее положение. Таким образом, введение защиты происходит при закрытии стопорных клапанов. Сигнализация о вводе золотника автоматов является на щите управления турбины. После введения защиты оператор должен включить цепь «Прибавить» одного из электродвигателей механизма управления, что приведет к перемещению подвижной буквы вниз. Вначале возрастает давление в линии масляных выключателей и отключаются стопорные клапаны. Дальнейшее перемещение буквы приведет к открытию регулирующих клапанов. Если буква перемещается электродвигателем увеличенной скорости, то после 30 мм хода цепи, электродвигатель выключается и дальнейшее движение буквы на участке открытия регулирующих клапанов может осуществляться с помощью электродвигателя нормальной скорости или воздействием на маховик ручного привода.

Механический ограничитель мощности установлен на крышке ЗРС и состоит из подвижного упора с жестко закрепленной на нем втулкой, привода ограничителя, маховичка управления и шкалы. Вращение маховичка управления передается подвижной втулке и от нее через шпоночное соединение подвижному упору ограничителя, сопряженному с буквой посредством резьбового соединения. На втулке имеется шестерня привода шкалы ограничителя, связанная через систему шестерен с дисковой шкалой. Для предотвращения самопроизвольного вращения маховичка ограничителя предусмотрены шариковые фиксаторы.

Ограничение мощности осуществляется вращением маховичка по часовой стрелке, соответствующим перемещению подвижного упора вниз относительно буквы. Режим ограничения достигается, когда торец подвижного упора касается упорного подшипника, размещенного в стакане, который может перемещаться относительно золотника на 2 мм.

До момента касания подвижного упора с подшипником стакан под действием пружины занимает верхнее положение.

Как только подвижный упор ограничителя мощности начинает перемещать стакан с подшипником, на золотник начинает действовать усилие пружины. Жесткость пружины подобрана таким образом, что неравномерность системы регулирования удваивается. Для жесткого ограничения нагрузки необходимо продолжать вращение маховичка по часовой стрелке, пока не выберется зазор между стараном и золотником. После этого дальнейшего воздействия на ограничитель мощности приведет к уменьшению мощности. При нормальной частоте сети золотник занимает относительно корпуса определенное положение (16 мм от верхнего упора), поэтому положение

ние подвижного упора ограничителя мощности относительно корпуса в момент касания торца упора с золотником однозначно. Это позволяет паряду с ограничением верхнего положения золотника (предотвращение набора нагрузки в связи с уменьшением частоты сети) осуществить ограничение возможности увеличения нагрузки механизмом управления. Такое ограничение достигается установкой начального зазора (17 мм) между втулкой и неподвижным упором корпуса. При этом обеспечивается возможность набора нагрузки механизмом управления не более чем на 10%. Снятие системы с режима ограничения достигается вращением маховичка ограничителя против часовой стрелки. При уменьшении механизма управления нагрузки ниже величины ограничения подвижная буска перемещается вверх, вместе с ней перемещается вверх и подвижный упор ограничителя, таким образом, если мощность турбины меньше уставки ограничителя, подвижный упор отходит от золотника и система снимается с ограничителя.

Следует отметить, что соблюдение заданной величины хода подвижного упора вниз весьма важно. Так, если ход увеличен и имеет возможность значительного перемещения буски вниз после контакта подвижного упора с золотником, последний может оказаться значительно ниже положения, соответствующего номинальной частоте вращения. В этом случае ограничивается ход золотника вниз, что может привести к преждевременной установке его на нижний упор при сбросе нагрузки, а это в свою очередь может привести к увеличению заброса частоты вращения.

Разгонщик предназначен для увеличения частоты вращения ротора при испытаниях регулятора в безопасности. Конструктивно разгонщик выполнен в виде поворотно-золотника расположенного в горизонтальной расточке корпуса блока регулирования. В нормальном режиме эксплуатации турбины золотник разобщает каналы, соединенные соответственно с линиями первого усиления и силового масла. Разгон турбины при работе ее в режиме холостого хода осуществляется поворотом золотника против часовой стрелки. В этом случае силовое масло поступает в линию первого усиления и давление, действующее на нижний торец ЗРС, временно повышается, ЗРС перемещается вверх и прикрывает окна линий второго усиления сервомоторов ЦВД и промежуточного. Уменьшение слива через эти окна приводит к перемещению сервомоторов в направлении открытия клапанов. Расход пара через турбину возрастает, соответственно увеличивается частота вращения ротора и регулятор скорости со следующим золотником пере-

мещаются в сторону генератора; при этом увеличивается слив масла из линии первого усиления и ЗРС возвращается в положение, близкое к исходному.

Разница между новым и исходным (до разгона) положением ЗРС пропорциональна приращению паровой мощности турбины, требуемой для компенсации увеличения потерь на трение, всасывания и механических потерь. Если разгон ротора производится при номинальных параметрах пара, то требуется для компенсации указанных потерь дополнительное сгорание сервомоторов пускового, соответственно и последующие ЗРС относительно подвижной буски близко к исходному. Разгон ротора желательно производить без вождения на синхронизатор, чтобы сократить продолжительность работы ротора при повышенной частоте вращения.

В процессе разгона турбины, когда производится проверка ее основных защит и нет полной уверенности в их нормальной работе, могут возникнуть ситуации, требующие немедленного прекращения разгона. Желательно, чтобы встраивались системы регулирования (соответственно и частоты вращения ротора) к исходному состоянию производились без специальных действий оператора, а уже при прекращении воздействия на разгонщик. С этой целью золотный золотник, соединен с подвижной загрузочной пружиной, стремящейся вернуть его в исходное положение. Как только оператор прекращает воздействие на разгонщик, пружина подпорачивает золотник в исходное положение, которое фиксируется упором в специальной пластинчатой муфте с выступом, входящим в отверстие штока золотника.

В корпусе блока регулирования расположен золотник защиты, с электромагнитом дистанционного выключения турбины. Буска золотника защиты расположена в расточке корпуса и имеет камеры, соединенные с линией 8 масляных выключателей и линией 2 первого усиления. В буске расположен дифференциальный основной золотник, а в его расточке импульсный золотник. Усилением пружины импульсный золотник прижимается к торцу якоря электромагнита. В рабочем положении основной золотник прижат к верхнему упору (во втулку) давлением масла в линии 8 дополнительного защиты, действующим на нижний торец золотника. Верхний торец основного золотника прижимается к плоскости а втулки. Линия контакта разделяет торец на две кольцевые поверхности, одна из которых расположена в камере линии 8, а другая соединена отверстием диаметром 4 мм со сливным каналом (внутри основного золотника). Успехе прижатия золотника к упору определяется разностью сил сжатия в линиях дополнительной защиты и в 8. При перемещении якоря электромагнита (вручную или дистанционным воздействием) вслед за якорем перемещается вниз импульсный золотник и открывается слив масла из камеры, связанной с линией дополнительной защиты. Падение давления в этой камере приводит к тому, что сила, действующая вниз на стержень золотника от упора, становится

больше силы, направленной вверх. Золотник отрывается от упора и сразу же увеличивается площадь, на которую действует давление в линии взвода. Это обеспечивает резкое возрастание перестановочной силы золотника

Полный ход основного золотника составляет 11 мм. Поскольку перемещение якоря электромагнита равно 15 мм, после посадки золотника на упор остается открытой площадь слива из линии дополнительной защиты, соответственно давление в этой линии остается сниженным до тех пор, пока якорь электромагнита не будет возвращен в исходное положение. Таким образом, при воздействии на электромагнит происходит сывивание как золотника защиты, так и золотника регуляторов безопасности. Для взведения защиты после выбывания ее электромагнитом необходимо взвести якорь в исходное положение, а затем перемещением механизма управления обеспечить снижение давления в линии взвода. Как только усилие на золотник от давления в линии взвода окажется меньше усилия от давления в линии дополнительной защиты, золотник защиты и золотник регуляторов безопасности перемещаются до упора и окна, соединяющие со сливом линии масляных выключателей и линии, управляющие ЗРС и отсечными золотниками, дерекроются.

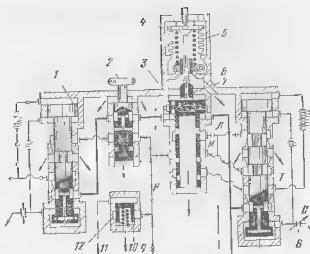


Рис. 16.11. Схема блока регулятора давления

[illegible]

16-8. Блок регулятора давления

Блок регулятора давления (БРД) установлен на силовой подставке над масляным баком турбины. Он (рис. 16-11) средин начен для регулирования давления пара в отборе и содержит: регулятор давления, установленный в корпусе блока соосно со следящим золотником, переключатель режимов, КРС, катаракт регулятора давления и выключатель сервомотора НД. Камера сильфонного измерительного элемента соединена с трубопроводом камеры отбора турбины. Шток регулятора давления находится в равновесии под действием силы давления пара на сильфон и сил упругости сильфона и пружин. Нижняя, основная пружина опирается на подвижную тарелку, которая через упорный подшипник качения связана с механизмом управления регулятора давления. Механизм управления имеет два независимых привода: ручной и дистанционный. Устройство привода принципиально такое же, как и в блоке регулирования.

К резьбовому концу штока присоединена ствольная пластина, определяющая сечение слива из сопла регулятора. Сопло размещено в расточке золотника регулятора давления и имеет возможность осевого перемещения от-

посительно золотинка. Положение сопла относительно золотинки определяется соотношением усилий пружины и силы давления масла на поршень сопла. Давление же масла, управляющее соплом, определяется соотношением площадей сечений на подводе в проточную линию и слива из нее. Подводится масло в эту линию через проход на паружной поверхности бусы, а сливается через окно в бусе переключателя режимов. При работе турбины на компенсационном режиме давление в проточной линии, управляющей соплом, наибольшее и сопло занимает свое верхнее относительно золотинки положение.

Поскольку зазор между горцом сопла и отбойной пластиной регулятора должен быть неизменным, при переводе на конденсационный или ресини перемещается вниз золотник регулятора давления Система золотник сопло оказывается как бы растянутой При переводе турбины на теплофикационный режим работы давление в линии управления соплом уменьшается и Лоршень сопла усилием пружины устанавливается на нижний упор. Происходит как бы подтягивание золотника к соплу, и оно устанавливается на упор, образуя с золотником единую жесткую систему

Положение золотника регулятора давления определяется положением отбойной пластины. Если, например, давление пара в отборе уменьшается, то шток

с отбойной пластиной перемещаются вверх. Увеличение зазора между отбойной пластиной и торцом сопла приводит к уменьшению давления масла в камере над золотником. Поскольку направление вверх усиливается давлением сынового масла, действующего на кольцевую площадку золотника, постоянно, золотник перемещается до тех пор, пока давление над золотником не установится до исходного значения. А это возможно лишь, когда зазор между соплом и отбойной пластиной окажется равным исходному.

Золотник регулятора давления имеет три яруса управляющих окон. Верхние окна *Л* сливают масло из линии, управляющей сервомотором ЦВД. Окна *М* среднего яруса включены на слив из линии, управляющей сервомотором ЦНД, а окна *Н* нижнего яруса включены в линию управления катарактом регулятора давления, который, так же как и золотник регулятора давления, воздействует на гидравлические линии, управляющие сервомоторами ЦВД и ЦНД, однако воздействия катаракта медленнее. Поэтому при работе контура регулирования давления клапаны ЦВД и ЦНД быстро перемещаются только на часть хода и затем медленно достигают нужного положения. Такое движение клапанов способствует уменьшению остаточного отклонения (статизма) при работе контура регулирования давления и повышает устойчивость системы регулирования.

Катаракт регулятора давления (рис. 16-12) состоит из расположенной в расточке корпуса БРД буквы *1* и составного золотника *2*, в нижней части которого расположена тарелка с внутренней полостью и выходящими из нее тангенциальными отверстиями. Из камеры *Л* по вертикальному каналу внутрь тарелки поступает силовое масло, а оттуда через тангенциальные сверления в камеру *Р*, в которой при помощи дросселя *С* (см. рис. 16-11) установлено давление, равное половине силового. Поток масла, дросселируясь в тангенциальных сверлениях с 1,6 до 0,8 МПа, вращает золотник. В верхней части золотника катаракта к нему жестко прикреплен поршень диаметром 160 мм, осуществляющий перестановку золотника. Пространство над этим поршнем через пакет дроссельных шайб сообщено с камерой *Т* в корпусе и далее, посредством внутренних сверлений, с окном *Н* в золотнике регулятора давления. Полость под поршнем *3* также через пакет дроссельных шайб соединена с камерой *Р*. Назначение обоих пакетов дроссельных шайб — замедлить движение поршня.

Рассмотрим движение поршня, например при открытии окон *Н* в золотнике регулятора давления. Увеличение слива масла из камеры *Т* приводит к временному уменьшению давления в камере над поршнем и поршень перемещается вверх, вытесняя некоторый объем масла через пакет дроссельных шайб. Большой сопротивляемый пакета ограничивает расход масла, поэтому поршень движется медленно. Дополнительным

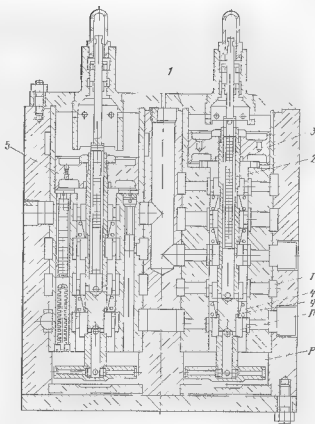


Рис. 16-12. Блок регулятора давления. Разрез по катарактам

фактором, уменьшающим скорость движения поршня является ограниченный расход масла в камеру под поршнем через другой пакет дроссельных шайб.

Высокая чувствительность катаракта обеспечивает вращением поршня и золотника. Однако для устойчивого вращения поршня диаметром 160 мм необходимы увеличенные радиальные зазоры, что в свою очередь затрудняет обеспечение малой скорости движения поршня. Действительно если протечки из камеры над поршнем окажутся сопоставимыми с расходом масла через пакет дроссельных шайб, скорость поршня окажется большой и требуемое медленное движение его обеспечить не удастся. Для ликвидации протечки из камеры над поршнем необходимо поддерживать давление с обеих сторон поршня одинаковым.

В рассматриваемой конструкции это обеспечивается тем, что эффективные площади поршня одинаковы. Эффективная площадь нижнего торца поршня состоит из площади кольцевой поверхности поршня и неувязанной площади тарелки (круг с диаметром золотника), на которую действует то же давление, что и на нижний торец поршня. Равенство площадей с обеих сторон поршня позволяет ликвидировать протечки из камеры над поршнем, соединенной с управляющим секшем *Н* (см. рис. 16-11). Уровень давления в обеих камерах определяется соотношением площадей тангенциальных сверлений в настраиваемом дросселе *С*. Зависимость скорости движения поршня от количества дроссельных шайб в пакетах близка к параболической, причем шайбы в обоих пакетах одинаково влияют на эту скорость. Обрабатывая заданное увеличение площади окон *Н* воздействием золотника регулятора давления, поршень перемещается вверх золотник катаракта, кото-

рый своей кромкой У увеличивает подвод масла в камеру Т до тех пор, пока это увеличение притока не компенсирует увеличенный слив через сифон Н. После этого прекращается расход масла из камеры над поршнем и последний останавливается.

Ход золотника катаракта определяется соотношением площадей сечений сифона Н (см. рис. 16-11) и пластины 4 в блоке катаракта. Использование пластин вместо трапециевидных сифонов в данном случае определяется стремлением уменьшить расходы масла в систему регулирования. При заданной площади проходного сечения пластины с наклонными пазами менее склонны к засорению, чем трапециевидные сифоны. Это объясняется тем, что при той же площади ирригация паза может быть выбрана больше, чем ширина сифона.

Таким образом, перемещение вверх золотника регулятора давления вызывает перемещение в эту же сторону золотника катаракта регулятора давления. При этом знаки изменения площади сифона в золотниках регулятора и катаракта, управляющих сервомоторами ЦВД и ЦНД, совпадают. Следовательно, в начальный момент, когда движется практически только золотник регулятора, а золотник катаракта еще не успел заметно переместиться, на сервомоторы подается лишь часть воздействия, поэтому и степень неравномерности контура регулирования давления в этот период увеличена. Неравномерность регулятора в этот период принято называть динамической. После перестановки в новое положение катаракта, когда добавляется его воздействие на сервомоторы, степень неравномерности (статическая) снижается уменьшением. В схеме приняты отношения 2:1 динамической неравномерности к статической. Необходимость введения катаракта регулятора давления определяется, с одной стороны, стремлением уменьшить установившееся отклонение давления в отборе, а с другой — определяются условиями устойчивости системы регулирования.

В другой расточке блока регулятора давления размещен катаракт регулятора скорости 5. Его назначение, как было отмечено в § 16-5, стабилизировать динамические отклонения давления в отборе при возмущениях в контуре регулирования скорости. Иными словами, КРС обеспечивает динамическую автономность контура регулирования давления. Приводной элемент этого катаракта — поршень идентичен по конструкции поршню катаракта регулятора давления, а исполнительный элемент золотник — отличается от золотника катаракта регулятора давления лишь количеством ярусов. В верхнем ярусе золотника расположены пластины с наклонными пазами, площадь сечения слива через которые определяется положением соответствующей кромки золотника. Этот ярус управляет сервомотором ЦНД. В нижнем ярусе расположены другие пластины с наклонными пазами, которые обеспечивают самовыключение (обратную связь) поршня катаракта. Поскольку движение катаракта замедлено при нормальном воздействии со стороны регулятора скорости, он непригоден для передачи к сервомотору ЦНД защитных воздействий.

Для этого в блоке (см. рис. 16-11) установлен специальный выключатель сервомотора ЦНД, представляющий собой поршень, нагруженный снизу пружиной, а сверху дав-

лением масла в линии масляных выключателей. При снижении давления в этой линии, происходящем при работе защиты, поршень перемещается вверх и нижней кромкой открывает окно, через которое сливается масло из линии, управляющей отсечным золотником сервомотора ЦНД. В этом случае происходит быстрый закрытый регулирующей заслонки ЦНД. Выключатель сервомотора ЦНД размещен в той же расточке, что и переключатель режимов, но в нижней части блока.

16-9. Сервомоторы и отсечные золотники

Сервомотор ЦВД с отсечным золотником. Сервомотор ЦВД (рис. 16-13) установлен в опоре переднего подшипника и посредством зубчатой рейки связан с шестерней кулачкового вала Корпуса сервомотора сварно литой и составлен из двух частей.

Для снижения усилий в соответствующим контактных напряжениях в зубчатой передаче рейка шестерни увеличен диаметр шестерни. Это потребовало увеличения хода сервомотора, в связи с чем появились трудности в конструировании пружин сервомотора. Для изготовления пружин используются прутки от-

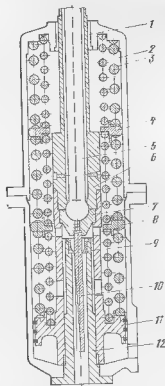


Рис. 16-13 Сервомотор ЦВД

1, 12 — верхний и нижний направляющие прутки; 2, 3 — пружины; 4, 5 — верхний и нижний тарелки пружины; 6 — шток поршня; 7, 8 — прутки с шаровыми головками; 9 — дроссельная шайба; 10 — стержень обратной связи; 11 — поршень.

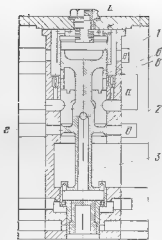


Рис 16 14. Золотник сервомотора ЧВД.

раниченной длины, поэтому пружины сервомотора выполнены составными. Как наружный так и внутренний блок состоит из трех пружин каждый. В каждом блоке пружины установлены последовательно и сопрягаются между собой посредством тарелок с центрируемыми выступами.

Уплотнение поршня сервомотора состоит из трех поршневых колец. В положении сервомотора вблизи нижнего упора поршень и часть нижнего кольца искривляют канал, соединяющий рабочую полость сервомотора с маслопроводом от отсечного золотника, образуя демпфер, смягчающий удар поршня о нижний упор. Для повышения быстродействия сервомотора канал выполнен удлиненным, но это в свою очередь приводит к тому, что значительная часть кольца, расположенная напротив канала, оказывается без опорной поверхности и деформация кольца увеличивается. Чтобы увеличить ресурс работы поршневого кольца, в канале выполнена вертикальная перегородка, уменьшающая вдвое часть кольца, не имеющую опоры.

Поршень сервомотора имеет две направляющих: втулку и удлиненную втулку, внутри которой имеется канал для подвода масла от отсечного золотника к стержню обратной связи. Стержень имеет наклонный паз длиной несколько больше полного хода сервомотора. Использование для обратной связи стержня с пазом вместо традиционного конуса позволило уменьшить расходы масла в линию обратной связи. Дроссельное сечение обратной связи образовано пазом в стержне и неподвижной шайбой 9. В верхней части поршня установлены втулки с шаровым гнездом, охватывающим шаровой наконечник штока. Шток сервомотора соединяется с зубчатой рейкой резьбовой втулкой. Рабочая полость

сервомотора соединена трубопроводом Д 100 с отсечным золотником, установленным внутри опоры переднего подшипника.

Отсечной золотник (рис. 16-14) состоит из корпуса 1, буксы 2 и золотника 3. Золотник расположен в ступенчатой расточке буксы и находится в равновесии при равенстве усилий, определяемых давлениями, действующими на верхнюю торцевую и нижнюю кольцевую поверхности золотника. Площадь поверхности верхнего торца в 2 раза больше площади кольцевой поверхности, на которую действует давление силового масла, подведенного к камере а в корпусе. Поэтому при равновесии золотника давление в верхней камере в в 2 раза меньше силового. В эту камеру подводится масло через окна б в верхнем поршне и пастросном дросселе в золотника и сливается через управляющие сечения в блоке регулирования, БРД и через сечение обратной связи в сервомоторе. Окна б частично перекрываются пояском в буксе. При движении золотника вверх, вызванном воздействием регуляторов, открытие окна б и золотник увеличивается, соответственно увеличивается подвод масла в камеру над золотником. Давление в этой камере повышается и движение золотника вверх прекращается. Поскольку в левом положении золотника приоткрыт слив масла из под поршня сервомотора через щель, образованную нижней кромкой отсечного пояса Г золотника и торцом камеры д, поршень сервомотора усилием пружины перемещается вниз. Одновременно перемещается вниз стержень с поршнем стержневой обратной связи и слив масла через наклонный паз уменьшается. Это обеспечивает дополнительное повышение давления над золотником и он смещается вниз до тех пор, пока проточка камеры в буксе не перекроется отсечным пояском золотника. Как только слив масла из подпоршня прекращается он останавливается. Это новое положение поршня соответствует начальному воздействию на сервомотор со стороны регуляторов.

Золотник сервомотора имеет центральный канал, по которому силовое масло подается к четырем типичным аллюм солям, вращающим золотник. В солях происходит дросселирование масла от силового давления до давления в сливной камере. В нижней части буксы отсечного золотника имеются две камеры с отгибами, соединенными с линиями управления отсечными золотниками сервомоторов промперегрева. Если золотник находится в положении отсечки, одна из этих камер открыта его нижней кромкой. Лишь при больших смещениях золотника вверх, характерных для режимов сброса нагрузки, происходит открытие этих окон и соответственно ускорение движения отсечных золотников сервомоторов промперегрева.

Сервомоторы клапанов промперегрева с отсечными золотниками. Скорость закрытия клапанов промперегрева при сбросе нагрузки

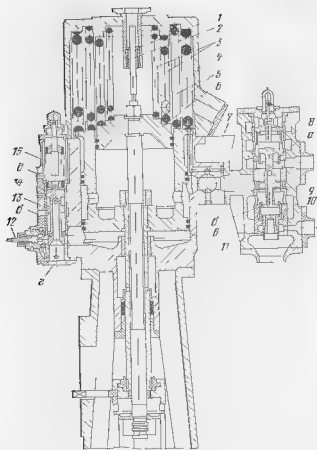


Рис 16-15. Блок сервомоторов промпрегрева

1 — шпилька и стержень обратной связи, 2 — 5 — пружины внутреннего и наружного поршня, 6 — корпус 6 — внутренний поршень, 7 — 12 — устройства расхождения внутреннего и наружного поршня, 8 — корпус золотника, 9 — отсечный золотник, 10 — буфка 11 — наружный поршень сервомотора, 13 — золотник, 14 — буфка 15 — пружина внешнего золотника

оказывает решающее влияние на заброс частоты вращения. При переводе турбины в теплофикационный режим работы требуется дальнейшее повышение быстродействия системы регулирования. Для этого в модернизированной системе устанавливается не один, а два отсечных золотника сервомоторов промпрегрева. Это увеличивает скорость закрытия клапанов промпрегрева примерно в 2 раза. Золотники (рис 16-15) устанавливаются непосредственно на корпусах сервомоторов промпрегрева и крепятся к ним шпильками. Корпус отсечного золотника литой. В его расточку вставлена буфка, в которой размещен золотник.

Принцип работы отсечного золотника такой же, как и отсечного золотника сервомотора ЦВД. Средний плунжер золотника управляет подводом сливного масла под поршень внутреннего сервомотора. В верхнем плунжере золотника выполнены окна самовыключе-

ния, подводящие масло в линию второго усиления промпрегрева. Вращение золотника осуществляется потоком масла, проходящим через тангенциальные сопла.

Имеются две модификации золотников промпрегрева. Принципиальное отличие их в том, что в одной из модификаций (рис 16-15) предусмотрен дополнительный ярус в для воздействия на сервомотор ЦНД при сбросе нагрузки и при работе защиты. Это позволяет упростить блок регулирования давления, исключив из него масляный выключатель сервомотора ЦНД. При сбросе нагрузки золотник значительно перемещается из положения отсечки, подавая дополнительную команду на закрытие сервомотора ЦНД. Поскольку это воздействие подается когда клапаны промпрегрева почти закрыты, ускорение движения сервомотора ЦНД не вызывает роста давления в отборе, следовательно, приблизительно соблюдается динамическая автономность давления в отборе.

Увеличение при модернизации хода сервомотора промпрегрева (до 110 мм) потребовало установки нового конуса обратной связи, который выполнен аналогично конусу обратной связи сервомотора ЦВД — в виде стержня с наклонным пазом.

Увеличение открытия клапана промпрегрева не потребовало изменения пружин сервомоторов, поскольку первоначально они были рассчитаны на больший ход. Ухудшение быстродействия сервомоторов в связи с увеличением ходов компенсировалось для внутреннего золотника установкой нового отсечного золотника, а для наружного поршня — увеличением проходных сечений масляного выключателя. В частности, сливная камера 2 выключателя присоединяется после модернизации к трубопроводу Ду 100.

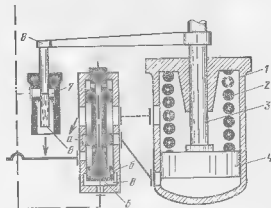


Рис 16-16. Сервомотор ЦНД с золотником

1 — корпус 2 — пружина 3 — шток 4 — поршень 5 — отсечный золотник, 6 — стержень, шпилька и рычаг обратной связи ЦНД — сливное масло — рабочее масло — слив

При увеличении ходов клапанов следует обращать внимание на совпадение камер отсоса пара из штоков в подвижных и неподвижных деталях.

Проведенные сравнительные испытания по определению потерь давления в клапанах пропирегрева до и после модернизации показали, что путем увеличения хода достигнуто повышение экономичности блока на 0,15% при максимальной нагрузке.

Сервомотор ЦНД с отсечным золотником. Сервомотор и золотник ЦНД, расположенные в едином литом корпусе, крепятся к раме регулирующего клапана ЦНД. Поршень сервомотора (рис. 16-16) жестко соединен со штоком, к которому крепится зубчатая рейка, сопряженная с шестерней, установленной на промежуточном валике. Вал поворотной заслонки соединяется с промежуточным валиком посредством жесткой муфты. Снаружи на штоке сервомотора закреплен крыштейн с наконечником, в котором на пружинной подвеске закреплен стержень обратной связи сервомотора. Стержень имеет два наклонных паза, определяющих площадь слива масла из камеры *в* под нижним пояском отсечного золотника. Золотник находится в равновесном положении, когда равны силы от давлений масла на нижний торец и кольцевую поверхность, образованную верхними поясками. Поскольку площадь нижней торцевой поверхности в 2 раза больше, чем площадь верхней кольцевой поверхности, давление под нижним торцом равно $1/2$ давления силового масла. В среднем положении пояска *а* золотника перекрывает проточку в буксе, которая внутренними каналами сообщается с полостью под поршнем сервомотора. При смещении золотника вниз, например, в случае сброса нагрузки пояска *а* открывает верхнюю часть проточки и масло из полости под поршнем поступа-

ет в сливную камеру золотника. По мере перемещения золотника вниз увеличивается площадь сечения, образованного окнами *б* и проточкой *в*, давление под золотником возрастает до сих пор, пока не компенсируется уменьшение давления в этой камере, вызванное воздействием регуляторов. При перемещении вниз поршня сервомотора уменьшается слив масла через наклонные пазы в стержне обратной связи и давление под золотником повышается, вызывая перемещение его вверх. После того как золотник окажется в положении отсечки, проточка в буксе перекроется средним пояском золотника, слив масла из-под поршня прекратится и поршень остановится.

Для повышения чувствительности отсечной золотник выполнен вращающимся. Вращение осуществляется потоком масла, дросселируемым в тангенциальных окнах *б* золотника.

16-10. Золотник регулятора безопасности

Золотник регулятора безопасности (ЗРБ) предназначен для быстрого закрытия стопорных и регулирующих клапанов турбины при выбивании любого из колец регулятора безопасности или при снижении давления в линии дополнительной защиты. Узел ЗРБ (рис. 16-17) расположен с правой стороны опоры переднего подшипника, на месте ограничителя мощности.

Золотник регулятора безопасности состоит из корпуса 2, размещенного в нем основного золотника 3, в расточке которого расположен импульсный золотник 4, рычага 1, воспринимающего воздействие колец; устройства 7 для перемещения рычага и контактного устройства 6.

Во взведенном состоянии основной золотник прижат к корпусу усилием давления в

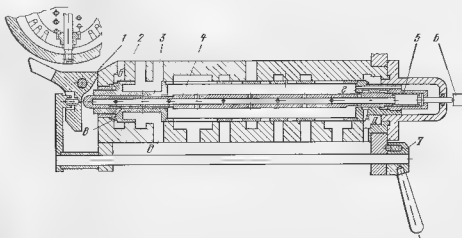


Рис. 16-7. Золотник регулятора безопасности.

линии дополнительной защиты, действующим на кольцевую поверхность а золотника. Спритивоположной стороны на кольцевую поверхность б действует давление масла в линии взвода. Эффективная площадь поверхности а больше площади поверхности б, и усилие прижатия золотника к корпусу определяется разностью этих площадей. Для того чтобы давление масла в линии взвода не действовало на кольцевую поверхность в, ограниченную снаружи контактным пояском, на торцевой поверхности золотника имеется небольшое (диаметром 3 мм) дренажное отверстие. Во взведенном положении золотник перекрывает проточки, соединенные с линиями масляных выключателей и второго усиления регулирующих сервомоторов ЦВД и промперегрева.

Импульсный золотник усилием пружины б прижат к рычагу. Кромка 2 импульсного золотника перекрывает проточку, соединенную с камерой, к которой подведено давление линии дополнительной защиты.

При выбивании какого-либо из колец регулятора безопасности рычаг поворачивается относительно оси и перемещает импульсный золотник. Как только кромка 2 открывает слив из камеры, связанной с линией дополнительной защиты, давление, действующее на поверхность а основного золотника, уменьшается и усилием от давления на поверхность б он отрывається от своего упора. При некотором смещении золотника к этому усилию добавляется сила от действия давления в линии взвода на дополнительную кольцевую поверхность. Перестановочное усилие золотника при этом возрастает примерно в 2 раза. Переместившись до своего крайнего положения, основной золотник сообщает со сливной камерой функцию масляных выключателей и линии второго усиления сервомоторов, что приводит к закрытию соответствующих клапанов. Если же в случае неисправности основной золотник не перемещается, слив из соединенной с линией дополнительной защиты камеры останется открытым и падение давления в этой линии вызовет срабатывание золотника защиты (в блоке регулирования), которое также приведет к закрытию стопорных и регулирующих клапанов.

Таким образом, функции основного ЗРБ дублируются, что повышает надежность системы защиты. Перемещение ЗРБ передается соединенному с ним через пружину штоку указателя, воздействующему на контактное устройство (микрорелеключатель). Связь указателя с основным золотником выполнена пружиной, для того чтобы исключить влияние на движение основного золотника затяжки салникового уплотнения указателя.

Кроме воздействия основного золотника на управляющие линии предусмотрено перекрытие подвода силового масла к каналу д и соединение его со сливом. Это обеспечивает прекращение в случае необходимости подачи масла ко всем сервомоторам стопорных клапанов, что может понадобиться, например, в случае возникновения пожароопасной ситуации вблизи этих клапанов. Кроме того, при этом в некоторой степени дублируются функции масляных выключателей сервомоторов стопорных клапанов.

Поскольку расхождение сервомоторов стопорных клапанов осуществляется помимо масляных выключателей, надежность работы выключателей при эксплуатации турбины проверяется относительно редко и поэтому дублирование их функций повышает надежность системы защиты. Закрытие стопорных клапанов при отказе масляных выключателей происходит медленнее, чем при нормальной работе защиты и определяется ограничением расходов масла через установленные перед сервомоторами стопорных клапанов дроссельные шайбы. С перекрытием в ЗРБ подвода силового масла к сервомоторам стопорных клапанов оказалось возможным увеличить примерно в 1,5 раза площадь этих шайб. Это полезно для предупреждения самопроизвольного закрытия стопорных клапанов, например, при износе уплотнений поршней сервомоторов.

Присоединение к корпусу ЗРБ силовых маслопроводов достаточно большого диаметра затрудняет их монтаж внутри опоры переднего подшипника. Поэтому в последней модификации ЗРБ эти линии исключены. Одновременно конструкция ЗРБ несколько упрощена: значительно сокращена длина импульсного золотника и изменено соотношение эффективных площадей основного золотника. Новое соотношение площадей обеспечивает большую перестановочную силу ЗРБ за счет уменьшения усилия прижатия золотника.

16-11. Проверка действия регулирования на остановленной турбине

Основные операции, связанные с пуском, набором частоты вращения, синхронизацией и изменением электрической нагрузки остаются такими же, как и до модернизации. Не изменился и порядок эксплуатационных операций по расхождению стопорного клапана и отсечных клапанов. Основные отличия в эксплуатации связаны с теплофикационным режимом работы установки, а также с некоторым отличием в конструкции узлов. Перед пуском турбины необходима проверка действия системы регулирования и защиты на остановленной турбине. Для этого синхронизатор и механизм управления регулятора давления устанавливаются в положение «Усавить», до упора, а переключатель режимов — в по-

ложе при K конденсационный режим. При этом подвижная буква золотника регулятора скорости (ЗРС) (рис. 16-10) поднята вверх до упора в крышку. Если упор буквы окажется ниже отметки O на шкале синхронизатора, то это свидетельствует о том, что не выведен из рабочей зоны ограничитель мощности.

Положение «Убавить» механизма регулятора давления соответствует минимальному сжатию нижней пружины. Положение K переключателя режимов соответствует его нижнему упору. При этом окно в бунке переключателя, сообщающее линию управления соплом регулятора давления со сливом, закрыто, а окно на подводе силового масла в линию третьего усиления сервомотора ЧНД открыто.

После включения пускового насоса следует убедиться, что ЗРБ и золотник защиты (ЗЗ) введены (по световому табло на щите управления турбиной и визуально). Все клапаны турбины должны быть закрыты.

Поскольку подвижная буква ЗРС находится в верхнем положении, подвод масла в линию ввода перекрыт и давление в ней отсутствует. Поэтому давлением в линии дополнительной защиты оба золотника (ЗРБ и ЗЗ) вводятся и устанавливаются на упор. Слив из линии дополнительной защиты через окно в следующем положении и реле смазки перекрыты (поршень не вращается, поэтому следующий золотник находится в крайнем положении), а поршень реле смазки находится на верхнем упоре под действием давления в системе смазки).

После пуска насоса ЗРС должен переместиться на верхний упор. Это происходит потому, что слив из линии первого усиления в следующем золотнике перекрыт при вращающемся роторе, а слив в ЗЗ перекрывается после введения. Поскольку на остановленной турбине давление в линии первого усиления может оказаться большим, чем $1/2$ давления силового масла, ЗРС может в этом положении не вращаться. При рассматриваемом верхнем положении подвижной буквы синхронизатора подвод масла в линию масляных выключателей перекрыт, а слив (через отверстие в буксе ЗЗ) открыт. Поэтому давление в линии масляных выключателей отсутствует, золотники выключателей под действием усилия пружин находятся на упорах. При этом подвод масла к поршням сервомоторов стопорных и отсечных клапанов перекрыт, а слив из-под поршней открыт.

Поршень масляного выключателя сервомотора ИД (см. рис. 16-11) своей пружиной прижат к верхнему упору. При этом открыты окна, сливающие масло из линии третьего усиления ИД и поворотной заслонки закрыта сервомотором (усилием его пружины). Открыты также слив, сливающие масло из линии второго усиления ИД и промпергрева. При этом соответствующие клапаны закрыты.

При вращении маховика синхронизатора в направлении стрелки «Прибавить» (против часовой стрелки) подвижная буква синхронизатора перемещается вниз. Одновременно с открытием окна, подводящего масло к масляным выключателям стопорных и отсечных клапанов, открывается окно (см. рис. 16-9), подводящее силовое масло в линию ввода. Этим обеспечивается введение ЗРБ и ЗЗ, означающее готовность к срабатыванию. Дальнейшее вращение маховика приводит к повышению давления в линии масляных выключателей. Как только усилие от давления в этой линии окажется больше, чем усилие пружины, золотники выключателей переместятся до упора, переключая

слив из-под поршней сервомоторов стопорных и отсечных клапанов и открывая подвод масла в эту позицию. Поршни сервомоторов переместятся в крайнее положение, стопорный клапан и толкатель отсечных клапанов прекратят в работе полотно. Отметим, что все описанные выше операции осуществляются выключением при закрытых ИДЗ. При дальнейшем вращении синхронизатора в сторону «Прибавить» подвижная буква переместится выше до начала прикрывания сливных окон из линии второго усиления ИД, промпергрева и ИД. При этом выключе открывается поворотная заслонка ИД, а затем регулирующие клапаны промпергрева и ИД. После открытия всех клапанов необходимо проверить действие защиты от ручного и дистанционного управления. Для этого выключе ударят по кнопке электромагнита ЗЗ. Кременные золотники должны привести к быстрому закрытию стопорного клапана отсечных клапанов и регулирующих клапанов ИД, промпергрева и ИД. Аналогично действует система защиты и при дистанционном воздействии на электромагнит.

После этой проверки защита взводится воздействием на любой из приводов синхронизатора. Затем необходимо проверить действие реле смазки.

Снятием давления масла в системе смазки имитируется воздействие на специальный переключатель реле смазки, который отсекает подачу масла под поршень реле и соединяет эту камеру со сливом. Под действием пружины поршень реле перемещается, открывая слив масла из линии дополнительной защиты. Падение давления в этой линии приводит к срабатыванию как ЗРБ, так и ЗЗ, а следовательно, и к закрытию всех клапанов турбины.

Перед пуском турбины целесообразно проверить также действие переключателя режимов. Установив предварительно синхронизатор сервомотор ЧВД в положение 270—290 мм, проверяют прикрытие сервомотора ЧНД от переключателя режимов. Вращая маховичок переключателя по часовой стрелке на 10—12 оборотов (при этом стержень указателя перемещается вверх), фиксируют перемещение поршня сервомотора ЧНД. Из исходного положения (140 мм по шкале) шток сервомотора должен переместиться до положения 90—100 мм. Продолжая вращение маховичка переключателя, необходимо убедиться, что до положения золотника, соответствующего 20 мм подъема, сервомоторы ЧНД и ЧВД остаются на месте. Дальнейшее перемещение золотника переключателя вверх приводит к уменьшению давления масла в линии сопла золотника регулятора давления. Под действием пружины сопл опускается в золотник и золотник регулятора перемещается вверх — до восстановления исходного зазора между торцом сопла и отбойной пластиной регулятора давления. Подъем золотника регулятора давления приводит к перемещению клапанов: ЧВД — в сторону открытия, ЧНД — в сторону закрытия.

Для проверки заправляющих механизмов обратных клапанов необходимо, подав предварительно конденсат к механизму, включить цепь катушки фиксатора якоря электромагнита. Под действием пружины отбойная пластина механизма перекроет слив из сопла, давление под поршнем сервомотора повысится и последний переместится вверх. Включив затем цепь основной катушки электромагнита, убеждаются в том, что поршень сервомотора переместится вниз до упора

16-12. Взаимодействие элементов регулирования при пуске турбины, на холостом ходу и при работе с нагрузкой

Пуск турбины производится по инструкции, имеющейся на ГРЭС, так же, как и для неподдерживаемых турбин

Вступлении регулирования в работу начинается при частоте вращения 43,3—45 с⁻¹, когда начинают открываться окна линии первого усиления в следящем золотнике. Как только открыты эти окна приведет к снижению давления в линии первого усиления до 0,72—0,75 МПа. ЗРС начнет перемещаться вниз, открывая окна К, подводящие масло в линию первого усиления (см. рис. 16-9). Одновременно открываются окна, сливающие масло из линий второго усиления, причем начало открытия зависит от положения подвижной буквы. Снижение давлений в линиях второго усиления приводит к закрытию сервомоторов ЧВД и промперегрева, а также к перемещению вверх КРС. Последний увеличивает слив из линии третьего усиления НД, однако клапан ЧНД остается открытым в течение дополнительному подводу масла в линию третьего усиления через переключатель режимов. Дальнейшее увеличение частоты вращения ротора производится вращением маховичка синхронизатора против часовой стрелки (направление «Прибавить»).

При частоте вращения 50 с⁻¹ необходимо опробовать регулятор безопасности вначале без разгона ротора. Для этого, отжав фиксатор и переместив рукоятку рычага ЗРБ вниз, устанавливают переключатель опробования в положение «1 боек» и открывают вентиль подачи масла в кольцо

Выбивание регулятора безопасности определяется по указателю. Аналогично проверяется и второе кольцо. После опробования регулятора безопасности без разгона ротора рукоятка рычага ЗРБ должна быть установлена в среднее положение.

Проверка работы регулятора безопасности при разгоне ротора производится воздействием на разгонщик, подающий масло в линию первого усиления. Перемещение вверх ЗРС

приводит к открытию регулирующих клапанов и увеличению частоты вращения ротора. При нормальном работе регулятора безопасности срабатывание защиты должно произойти при частоте вращения 55—56 с⁻¹. После закрытия всех клапанов в частота вращения уменьшается и при 50,5—51,3 с⁻¹ кольца регулятора безопасности должны возвратиться в исходное положение. После этого, вращая синхронизатор в направлении «Убавить» (до упора), необходимо взвести ЗРБ. Эту операцию целесообразно осуществлять при помощи быстрого ступенчатого привода синхронизатора.

Проверка дополнительной защиты непосредственно на турбине не производится, поскольку уровень ее настройки выше, чем у регулятора безопасности. При необходимости, в случае раннего срабатывания дополнительной защиты, настройка ее может осуществляться специальным болтом, вворачиваемым в крышку корпуса следящего золотника. Отжимая этим болтом следящий золотник и замедляя перемещение болта, определяют момент срабатывания (по перемещению) дополнительной защиты. По известной характеристике регулятора скорости можно определить и частоту вращения ротора, при которой должно произойти срабатывание дополнительной защиты. Описанная настройка дополнительной защиты производится на остановленной турбине при работающем пусковом масляном насосе.

После проверки регулятора безопасности вращением синхронизатора в направлении «Прибавить» устанавливается номинальная частота вращения ротора, генератор синхронизируется и включается в сеть. Затем, вращая синхронизатор в направлении «Прибавить», устанавливается требуемая нагрузка генератора

При включенном в сеть генераторе частота вращения турбины определяется частотой сети и практически не зависит от нагрузки. Положение регулятора скорости и следящего золотника практически неизменно, поэтому неизменно и открыты окна линии первого усиления в следящем золотнике. Положение ЗРС зависит только от площади слива масла через указанное окно, поэтому при постоянной частоте ЗРС занимает одно и то же положение относительно неподвижной буквы

Перевод на теплофикационный режим работы осуществляется следующим образом. Перед подключением регулятора давления к камере отбора полость сиффона необходимо заполнить конденсатом. Для этой цели в игольчатом клапане, установленном на регуляторе давления, имеется пробка. Полость сиффона подключается к камере отбора пара открытием вентилей на паропроводе и игольчатого клапана. После этого поочередным

воздействием на переключатель режимов и механизм управления регулятора давления (последний необходимо вращать в направлении «Прибавить») устанавливается требуемое давление в отборе (около 0,4 МПа по манометру). Регулятор давления считается ввешенным в работу, когда золотник переключателя режимов установлен на верхний упор. По шкале на стержне этому положению соответствует буква А отборный режим.

В процессе включения регулятора давления уменьшение мощности турбины путем прикрытия клапана ЧНД частично компенсируется открытием клапанов ЧВД. Восстановление мощности до исходной осуществляется воздействием на синхронизатор. Поскольку система регулирования статически автономна, давление в отборе при воздействии на синхронизатор остается практически постоянным, соответственно неизменно и положение ЗРД (так называемый холостой ход по отбору). Для подачи пара в якорный бойлер необходимо открыть задвижку на паропроводе отбора.

Имеющиеся блокировки допускают открытие задвижки, если давление масла в линии связи золотника регулятора давления менее 0,3 МПа, расход пара на турбину не менее 220 т/ч, а запирающий механизм обратного клапана взведен. При открытии задвижки давление в отборе начинает уменьшаться. Изменению расхода в отбор от нуля до полного соответствует снижение давления на 0,05 МПа. Это значение определяется заданной неравномерностью регулятора давления (10%). Увеличение расхода пара в отбор приводит к некоторому уменьшению мощности турбины, вызванному отклонением от статической автономности, определяемому главным образом нелинейной характеристикой дроссельного клапана ЧНД.

Работа системы регулирования при изменении давления в отборе, например вследствие изменения температуры сетевой воды на входе в бойлер, происходит следующим образом. Если давление в отборе уменьшилось, сильфон регулятора давления и соединенная с ним отбойная пластина перемещаются вверх. Вслед за отбойной пластиной перемещается золотник регулятора давления и открывает окно М (см. рис. 16-11), увеличивая слив масла из линии третьего усиления НД, и перекрывает окно Л, уменьшая слив из линии второго усиления ВД. Соответственно клапан ЧНД прикрывается, а клапан ЧВД — открывается. Тем самым поддерживается давление в отборе на мощности турбины. При перемещении ЗРД открываются окна Н, управляющие катарактом регулятора давления. Последний, перемещаясь вверх, подает

дополнительное воздействие на регулирующие клапаны, обеспечивая дополнительное перемещение клапанов, способствующее более точному поддержанию давления в отборе. При увеличении давления в отборе система регулирования действует аналогично.

При изменении (например, увеличении) частоты сети грузы регулятора скорости расходятся, вследствие чего отбойная пластина регулятора и следящий золотник перемещаются, увеличивая слив масла из линии первого усиления. Соответственно ЗРС перемещается вниз, увеличивая слив из линии второго усиления ВД и промпрегрева и линии третьего усиления НД. Клапаны ЧВД прикрываются, клапаны промпрегрева остаются неподвижными, если изменение частоты невелико, а клапан ЧНД прикрывается замедленно со скоростью, определяемой временем движения КРС.

При полном сбросе нагрузки, когда клапаны промпрегрева быстро закрываются, давление в отборе снижается и регулятор давления воздействует на открытие клапанов ЧВД. Чтобы это открытие не привело к ощутимому уменьшению частоты вращения, необходимо как можно скорее установить ЗРД на верхний упор. Поэтому запас хода ЗРД до верхнего упора выбирается небольшим (около 0,5 л мм) и должен контролироваться при ревизии или ремонте системы регулирования.

16-13. Испытания регулирования

Статические испытания системы регулирования проводятся с целью проверки передаточных отношений, взаимного положения элементов системы а также для выявления отклонений от нормального взаимодействия. Результаты испытаний представляются в виде статических характеристик: частота вращения — мощность турбины и давление пара в отборе расход в отбор.

Для определения статической характеристики контура регулирования частоты вращения целесообразно получить следующие зависимости: частота вращения — ход следящего золотника, ход следящего золотника — ход ЗРС, ход ЗРС — перемещения сервомоторов ВД, промпрегрева и КРС, ход КРС — перемещение сервомотора НД. Характеристики объекта (зависимости электрической и тепловой нагрузок от положений сервомоторов) получают на работающей турбине.

Выполнять все поэтапные испытания в условиях электростанции не всегда возможно. В таких случаях, опуская промежуточные зависимости, ограничиваются обобщающими характеристиками, например, частота вращения — перемещение сервомоторов. Полез-

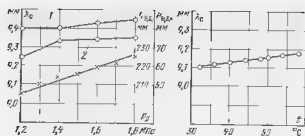


Рис. 16-18. Влияние давления силового масла на характеристики регулятора

1 — перемещение сервомотора ЧВД, $H_{ВД}$; 2 — перемещение сервомотора ЧВД, $H_{ВД}$; 3 — перемещение следящего золотника

Рис. 16-19. Влияние температуры масла на перемещение следящего золотника

ментные же испытания удобно проводить на специализированных стендах, имеющих приспособления для измерения всех основных параметров системы.

Статическая характеристика контура регулирования давления может быть построена с использованием зависимостей: давление в отборе — перемещение ЗРД, перемещение ЗРД — перемещение сервомоторов.

Стандовые испытания системы регулирования, помимо элементных характеристик, дают возможность определить изменения характеристик при различных отклонениях параметров.

Так определяется влияние температуры и давления масла на статические характеристики. Изменение давления силового масла оказывает влияние на положение следящего золотника. Из графиков на рис. 16-18 видно, что при изменении давления от 1,4 до 1,6 МПа следящий золотник смещается на 0,08 мм. Несмотря на это, влияние давления силового масла на положение сервомоторов невелико (рис. 16-18), что свидетельствует о том, что компенсированность системы регулирования по давлению достаточно хорошая.

На рис. 16-19 приведена зависимость смещения следящего золотника от температуры масла. При изменении температуры от 40 до 60°С следящий золотник перемещается на 0,06 мм, что соответствует изменению расхода пара в турбину на 5–8%.

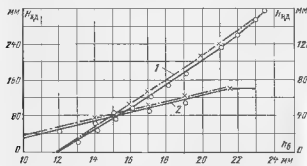


Рис. 16-20. Зависимость перемещений сервомоторов от перемещения буквы синхронизатора

$H_{ВД}$, $H_{ВД1}$ — перемещения сервомоторов, мм; $H_Г$ — перемещение буквы синхронизатора от верхнего упора

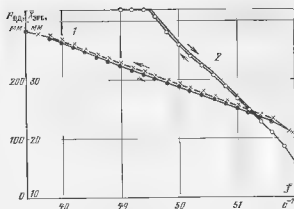


Рис. 16-21. Характеристики холостого хода

1 — перемещение ЗРД; 2 — перемещение сервомотора ЧВД, $H_{ВД}$; f — частота вращения ротора

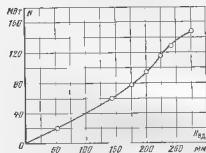


Рис. 16-22. Зависимость мощности N от кода сервомотора $H_{ВД}$ на конденсационном режиме

Характеристики связей системы регулирования могут быть получены при испытаниях на остановленной турбине. При работающем пусковом насосе определяется зависимость перемещений сервомоторов от положения буквы МЭТ. Такие характеристики приведены на рис. 16-20. В этих испытаниях ЗРС находится на верхнем упоре, поскольку окно линии первого усиления в следящем золотнике закрыто. По разнице перемещений сервомоторов при движении подвижной буквы вверх и вниз определяется чувствительность регулирования на остановленной турбине.

Расмотренные характеристики связей системы регулирования являются составляющими статистических характеристик.

Зависимость перемещения ЗРС от частоты вращения ротора определяется при работе турбины на холостом ходу. При этих же испытаниях может быть повторно определена зависимость перемещений сервомоторов от хода ЗРС, которая практически не должна отличаться от аналогичной зависимости, полученной на остановленной турбине. Некоторые отличия связаны с тем, что давление, развива-

При работе турбины под нагрузкой на конденсационном режиме определяются зависимости ход буксы - перемещения сервомоторов - мощность турбины (рис. 16-22). Совмещением характеристик (рис. 16-21, 16-22) получается статическая характеристика регулирования скорости вращения ротора. По этой характеристике определяется нечувствительность системы регулирования скорости.

Статическую характеристику контура регулирования давления наиболее просто получить на работающей турбине с включенным отбором. Для этого изменением расхода пара в отбор с помощью задвижки определяется изменение давления в отборе (рис. 16-23)

Для проверки автономности САР необходимо вначале на остановленной турбине проверить совпадение характеристик связей с расчетными. Эта проверка осуществляется при введённом переключателе режимов (положение O - отборный режим). Имитация изменения давления в отборе производится пресс-манометром, подключаемым к камере сиффона регулятора давления. Расчетные характеристики приведены на рис. 16-24, а, б.

Проверка независимости давления в отборе от изменения электрической мощности осуществляется при работе турбины с отбором. Изменяя мощность турбины воздействием на МУТ, определяют отклонение давления в отборе и расхода пара в отбор. Для получения действительных отклонений от автономности необходимо исключить корректирующее воздействие регулятора давления. Для этого проверку автономности проводят при выключенном регуляторе давления, но включенном переключателе режимов. Если же проверка автономности осуществляется при нормальной эксплуатации турбины, изменение расхода пара в отбор при изменении мощности следует откорректировать в соответствии с перемещением ЗРД и статической характеристикой контура регулирования давления. Примерные данные по отклонению от автономности давления в отборе приведены на рис. 16-25а.

Рис. 16-23. Статическая характеристика контура регулирования давления.

1, 2 — разные положения механизма управления отбором, $G_{отб}$ — расход пара в отбор; p — давление в отборе

ем с главным масляным насосом, выше давления пускового насоса, при работе которого проводились испытания на остановленной турбине. Примерные характеристики регулирования на холостом ходу приведены на рис. 16-21.

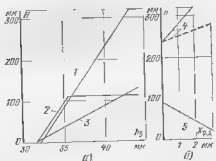


Рис. 16-24. Характеристики контура регулирования скорости (а) на остановленной турбине (ЗРД в положении соответствующем номинальной частоте вращения) и давления (б) 1 — 3 — перемещение сервомотора ЧДД, промперегрева и ЧДД, 4, 5 — перемещение сервомотора ЧДД и ЧДД, $\lambda_{в.п.}$ ход ЗРД, мм

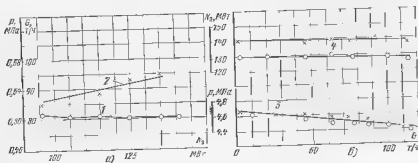


Рис. 16-25. Отклонения давления и расхода пара в отборе при изменении мощности (а) и отклонения мощности при изменении расхода пара в отбор (б)

1 — давление (абсолютное), 2 — расход пара в отбор, 3 — давление в отборе, 4 — мощность агрегата

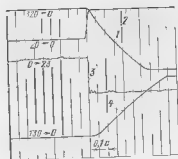


Рис 16-26. Осциллограмма испытаний защиты

1 — ход сервомотора ЧВД, 2 — ход ЗРС, 3 — выходной сигнал защиты, 4 — ход сервомотора ЧВД

Независимость электрической мощности от изменения расхода в отборе проверяется путем изменения расхода в отбор воздействием на задвижку к типовому бойлеру (рис. 16-25,б)

Динамические характеристики системы регулирования и защиты проверяются осциллографированием как на остановленной, так и на работающей турбине. На рис. 16-26 приведена осциллограмма испытания защиты, из которой можно определить время запаздывания и время срабатывания элементов САР и защиты. Испытания системы регулирования

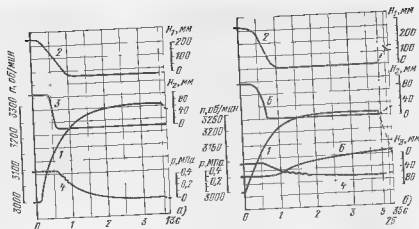


Рис 16-27. Испытания системы регулирования при сбросе нагрузки ($N_{сб} = 149$ МВт) на конденсационном режиме (а) и при включенном отборе ($N_{сб} 126$ МВт) (б)

1 — частота вращения; 2 — ход сервомотора ЧВД; 3 — ход сервомотора пропарки; 4 — давление в отборе; 5 — ход сервомотора пропарки; 6 — ход сервомотора ЧВД, $N_{сб}$

при сбросе нагрузки производится вначале на конденсационном режиме (рис. 16-27, а), затем при включенном отборе (рис. 16-27, б).

Из сопоставления осциллограмм этих испытаний видно, что наибольший заброс частоты вращения соответствует сбросу электрической нагрузки на конденсационном режиме. Таким образом, испытаниями подтверждено, что КРС не влияет на максимальный заброс частоты вращения ротора, который наблюдается при сбросе на конденсационном режиме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Автоматизация крупных тепловых электростанций/ Л. С. Бравин, В. Н. Охотин, Д. И. Рабкина и др.; Под ред. М. П. Шальмана. — М.: Энергия, 1974.
- 2 Барлетт Р. Л. Тепловая экономичность и экономика паровых и газовых турбин. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1963
- 3 Бененсон Е. И., Иоффе Л. С. Теплофикационные паровые турбины. М. Энергия, 1976.
- 4 Бравинский М. А., Лисицын И. Р., Сивков А. П. Исследование и устранение вибрации турбоагрегатов. М.: Энергия, 1969
- 5 Веллер В. Н. Автоматическое регулирование паровых турбин. М.: Энергия, 1977
- 6 Веллер В. Н. Гидродинамическое регулирование паровых турбин. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1953
- 7 Вишняцкий М. Г., Орлов Н. И., Мивченко Ю. И. Повышение надежности опорных подшипников и виброустойчивости роторов мощных турбоагрегатов. — Энергомашиностроение, 1972, № 7, с. 5—7
- 8 Воронков С. Т., Исэров Д. З. Тепловая изоляция паровых турбины наполнением. М. Энергия, 1973.
- 9 Гальперин И. И. Регулирование современных мощных паровых турбин — Электрические станции, 1959, № 9, с. 20—26
- 10 Глазер Ф. Ю. Осциллографирование процессов регулирования паровых турбин. М.: Энергия, 1964.
- 11 Глазер Ф. Ю., Гарбузов И. П., Филков С. П. Исследование и наладка систем регулирования турбин К-160-130. М.; Л.: Энергия, 1966.
- 12 Жиринский Г. С., Стручкин В. А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. М.: Машиностроение, 1968
- 13 Зусманович Л. Б., Когутинский В. И. Эффективность установок непрерывной очистки конденсаторов турбин резинными шариками — Электрические станции, 1968, № 1, с. 28—33
- 14 Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок. Л.: Энергия, 1971.
- 15 Казанский В. Н. Системы смазки паровых турбин. — М.: Энергия, 1974
- 16 Калелович Б. Э. Эксплуатация паротурбинных установок. М.: Энергия, 1975
- 17 Кирилов И. И. Автоматическое регулирование паровых турбин. М.: Машино, 1961.
- 18 Кирсанов И. И. Конденсационные установки. М.; Л.: Энергия, 1965.
- 19 Косая Ю. Ф. Некоторые пути уменьшения вредного влияния влаги в проточной части паровых турбин. Дис. на степень канд. техн. наук. Харьков, 1970
- 20 Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. Переменный режим работы паровых турбин. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1955.
- 21 Кроль А. Я. Эксплуатация блочных турбинных установок большой мощности. — М.; Л.: Энергия, 1965
- 22 Крутов В. Н., Спорын Н. П., Юношев В. Д. Основы теории автоматического регулирования. — М.: Машиностроение, 1969
- 23 Михайлов-Михеев П. Б. Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения. — М.; Л.: Изд. ГИТИ машиностроительной литературы, 1961.
- 24 Немров В. С., Рохленко В. Ю. Некоторые критерии качества компенсированных гидравлических схем регулирования паровых турбин. Энергомашиностроение, 1964 № 6, с. 4—8
- 25 Олейников Е. Г. Электрические методы контроля паровых турбин. — М.; Л.: Энергия, 1965
- 26 Организация схемы дренажей мощных турбоустановок на сверхкритические параметры пара/ Ю. Ф. Косин, В. Е. Гранов, В. Я. Станиславский, В. Ю. Иоффе. Теплоэнергетика, 1968, № 3, с. 32—36.
- 27 Паровые и газовые турбины. Атлас конструкций/ А. В. Арсеньев, С. А. Кантор, А. И. Носовицкий и др. — Л.: Машиностроение, 1970
- 28 Плоткин Е. Р. О расчете температурных напряжений в лопаточковых роторах паровых турбин. — Теплоэнергетика, 1972, № 5, с. 67—70
- 29 Пономарев С. Д. Расчет и конструкция витых пружин. М.: ОНТИ, 1938
- 30 Правила технического обслуживания электрических станций и сетей. 13-е изд. — М.: Энергия, 1977.
- 31 Прочность паровых турбин/ Л. А. Шубелько-Шубин, Д. М. Гернер, Н. Я. Золдес и др. М.: Машиностроение, 1973
- 32 Рекомендации по паровым турбинам Ч. I. Спецификация/ Международн. электротехн. комиссия. Публикация 45, Женева, 1958.
- 32а Рекомендации по техническим условиям на паровые турбины/ Международн. электротехн. комиссия. Публикация 45, 3-е изд., Женева, 1970.
- 33 Руководящие указания по оборудованию тепловых электрических станций контрольно-измеритель-

ными приборами, средствами регулирования, технологической защиты, блокировки и сигнализация. — М.: ОРГРЭС, 1969.

34 Рунов Б. Т. Уравновешивание турбоагрегатов на электростанциях. М., Л.: Госэнергоиздат, 1963.

35 Система регулирования турбины ПК-150 и некоторые особенности ее наладки/ А. И. Клурфельд, В. Н. Корейко, Р. А. Рулит и др. — Теплоэнергетика, 1964, № 1, с. 67—72

36. Сичков М. Ф. Металлы в турбостроении. — М.: Машиностроение, 1974.

37. Смирнов Г. М. Монтаж трубопроводов тепловых электростанций. М.: Энергия, 1971.

38. Смирнов А. И. Улучшение вибрационного состояния турбоагрегатов ХТГЗ. — В кн. Исследование и устранение вибрации турбоагрегатов. М.: Энергия, 1972, с. 118—121

39. Спорын Н. П. Надежность механизмов систем автоматического регулирования. — М.: Машиностроение, 1967 239 с

40 Столяров Б. М., Шмигель Н. Н. Дезаэрирующая способность конденсатора К-150 130 ХТГЗ. — Теплоэнергетика, 1963, № 8, с. 16—19

41. Тахометр ТЭ-ЧТ с датчиком ДТЭ-9Т Техническое описание и инструкция по эксплуатации.

42. Температурные измерения в ядерных реакторах/ Б. В. Лысков, В. К. Прозоров, В. В. Васильев и др. М. Атомиздат, 1975.

43 Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. — М.: Физматгиз, 1959.

44 Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. — М.: Энергия, 1973

45. Трояновский Б. М., Майорский Е. В. Последние ступени паровых турбин. М.: НИИинформтяжмаш, 1970.

46 Фридман А. Е., Дзержяго Е. В., Соловьев Ю. А. Регулирование паровых турбин высокого давления ХТГЗ. Колотурбостроение, 1951, № 5, с. 19—22.

47 Фукс С. Н. Гидравлическая и воздушная плотность конденсаторов паровых турбин. — М.: Энергия, 1967.

48. Щегляев А. В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976.

49 Щегляев А. В., Трояновский Б. М. Перспективы развития паровых и газовых турбин — Энергетическое строительство, 1970, № 11/12, с. 55—66

50. Щегляев А. В., Смелыницкий С. Г. Регулирование паровых турбин. — М. Л.: Госэнергоиздат, 1962.

51. Щегляев А. В. Паровые турбины. 4 е изд. — М.: Энергия, 1967.

52. Graff K., Jensen W. Dampfturbinenregelung — Berlin VEB VT, 1960

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3	Глава седьмая. Парораспределение	67
Принятые сокращения	4	7-1. Общие положения	67
Глава первая. Основные характеристики агрегата и турбоустановки	5	7-2. Общая схема парораспределения	68
1-1. Основные показатели турбины	5	7-3. Стопорный клапан ЧВД	69
1-2. Особенности различных тепловых схем	6	7-4. Регулирующие клапаны	72
1-3. Схема концевых уплотнений	13	7-5. Распределительное устройство	75
1-4. Дренажно продувочная схема	14	7-6. Клапаны промпрегрева	77
1-5. Особенности компоновки	16	7-7. Характеристики парораспределения	79
Глава вторая. Особенности конструкции турбины	19	7-8. Материалы для органов парораспределения	80
2-1. Конструктивная схема	19	Глава восьмая. Система регулирования	82
2-2. Общая конструкция турбины	20	8-1. Требования к системе регулирования	82
Глава третья. Статорные узлы турбины	23	8-2. Основные особенности и работа системы регулирования	83
3-1. Цилиндр высокого давления. Особенности конструкции	23	8-3. Регулятор скорости	85
3-2. Наружный корпус	23	8-4. Стенные золотники	88
3-3. Внутренний корпус	26	8-5. Сервомотор регулирующих клапанов высокого давления	91
3-4. Обоймы и диафрагмы	29	8-6. Блок сервомоторов промпрегрева	93
3-5. Цилиндр низкого давления. Особенности конструкции	31	Глава девятая. Система защиты	94
3-6. Конструкция ЦНД	32	9-1. Принципы построения системы защиты	94
3-7. Обоймы и диафрагмы	33	9-2. Механический автомат безопасности	97
3-8. Концевые и диафрагменные уплотнения	35	9-3. Исполнительный механизм автомата безопасности	98
3-9. Опорные подшипники	38	9-4. Гидравлический автомат безопасности	99
3-10. Упорный подшипник	39	9-5. Гидравлический привод стопорного клапана	101
Глава четвертая. Роторы турбины	41	9-6. Блок золотников защиты	102
4-1. Характеристика конструкции роторов	41	9-7. Электромагнит защитного золотника	103
4-2. Ротор высокого давления	42	Глава десятая. Модернизация парораспределения, системы регулирования и защиты	104
4-3. Ротор низкого давления	46	10-1. Парораспределение	104
4-4. Рабочая лопасть последней ступени	47	10-2. Мероприятия по повышению устойчивости и быстроты действия системы регулирования	105
4-5. Соединительные муфты	48	10-3. Мероприятия по повышению быстроты действия системы защиты	106
4-6. Валопереходное устройство	50	Глава одиннадцатая. Контрольно-измерительные приборы турбоагрегата	107
Глава пятая. Система маслоснабжения	50	11-1. Принципиальная схема КИП	107
5-1. Общие положения	50	11-2. Измерение температуры и давления	109
5-2. Схема маслоснабжения	51	11-3. Измеритель эксцентриситета вала ротора	111
5-3. Масляные васы	52	11-4. Устройство контроля относительного расширения ротора турбины (ОРР)	112
5-4. Масляный бак и маслоохладители	54	11-5. Устройство контроля осевого сдвига ротора	115
Глава шестая. Конденсационное устройство, вспомогательное оборудование и регенеративные подогреватели	56	11-6. Контроль частоты вращения ротора	116
6-1. Конструкция конденсатора	56	Глава двенадцатая. Некоторые особенности монтажа турбины	118
6-2. Элементы конденсационного устройства	58	12-1. Установка турбины	118
6-3. Применяемые материалы и их характеристики	60	12-2. Сборка маслосредоводов	119
6-4. Эжекторы турбоустановки	61	12-3. Установка конденсатора	120
6-5. Распылительный бак	64		
6-6. Водяные фильтры	64		
6-7. Регенеративные подогреватели	65		

12-4. Тепловая изоляция турбины	121	15-3. Условия пуска турбины из холодного состояния	144
Глава тринадцатая. Устранение деформации наружного корпуса ЦВД и обоймы ЦНД	122	15-4. Пуск и нагружение блока из холодного состояния	144
13-1. Общие положения	122	15-5. Пуск и нагружение турбины из горячего состояния	148
13-2. Анализ характера и величины остаточной деформации наружного корпуса ЦВД	122	15-6. Обслуживание основных элементов турбоустановки	150
13-3. Модернизация теплозащитного экрана и системы охлаждения в зоне паровпуска среднего давления	124	15-7. Сброс и наброс нагрузки	151
13-4. Ликвидация кавитации 2-го отбора и установка совмещенной обоймы 8-й 11-й ступеней	125	15-8. Аварийные режимы работы	152
13-5. Исследование температурного состояния внутреннего корпуса ЦВД	127	15-9. Протизоаварийные мероприятия	153
13-6. Реконструкция обоймы ЦНД	127	15-10. Оценка экономичности турбины в процессе эксплуатации	153
13-7. Реконструкция пароприемных устройств конденсатора	131	15-11. Останов турбины	156
13-8. Проверка температурного состояния обоймы после установки защитных листов и дроссельно охладительных устройств	132	Глава шестнадцатая. Реконструкция турбины при переводе на теплофикационный режим	158
Глава четырнадцатая. Система охлаждения выхлопного патрубка ЦВД	133	16-1. Схема подогрева сетевой воды	158
14-1. Повышение температуры в выхлопной части конденсационных турбин при работе на холостом ходу и малых нагрузках	133	16-2. Организация отвода пара из турбины. Диаграмма режимов	159
14-2. Охлаждение выхлопного патрубка впрыском распыленного конденсата в поток пара	134	16-3. Реконструкция парораспределения ЦВД и ЦСД	161
14-3. Экспериментальное исследование новой системы охлаждения	136	16-4. Парораспределение ЦНД	163
14-4. Выводы	137	16-5. Принципиальная схема регулирования	164
Глава пятнадцатая. Пуск, нагружение и обслуживание турбин	138	16-6. Схема защиты турбины	167
15-1. Пусковая схема блока	138	16-7. Блок регулирования	169
15-2. Подготовка турбины к пуску	142	16-8. Блок регулятора давления	172
		16-9. Сервомоторы и отсечные золотники	174
		16-10. Золотник регулятора безопасности	177
		16-11. Проверка действия регулирования на остановленной турбине	178
		16-12. Взаимодействие элементов регулирования при пуске турбины, на холостом ходу и при работе с нагрузкой	180
		16-13. Испытания регулирования	181
		Список литературы	185

Паровая турбина К-160-130 ХТГЗ/ Под ред.
П18 С П. Соболева. — М.: Энергия, 1980. — 192 с., ил.
В пер.: 1 р. 90 к.

Книга посвящена одному из первых отечественных турбоагрегатов на параметры пара 130 кгс/см² и 565°C и входит в серию книг о мощных советских паровых турбинах, выпускаемых издательством. В книге описаны конструкции турбины в целом, отдельных ее узлов и элементов, а также система регулирования, тепловая и пусковая схемы, компоновка турбоустановки, режимные особенности турбоагрегата, рассмотрена методика его наладки и испытаний.

Книга предназначена для инженерно-технических работников электростанций, проектных, конструкторских, наладочных и ремонтных организаций.

П 80363-374
051(01)-80 — 257-80. 2303020100

ББК 31.363
6Г12.23

ПАРОВАЯ ТУРБИНА К-160-130 ХТГЗ

Редакторы *И. А. Шалобасов* и *С. Н. Вертелин*

Редактор издательства *Т. И. Мушинская*

Переводчик художника *В. П. Осипова*

Технический редактор *Л. В. Иванова*

Корректор *М. Г. Гулина*

ИБ № 1271

Следио в набор 20.03.50

Подписано в печать 02.10.50

Т-47630

Формат 84×108/16. Бумага типографская № 1. Гарн. шрифта литературная. Печать

высокая. Усл. печ. л. 20,16 Уч.-изд. л. 23,73 Тираж 2000 экз. Зак. 555

Цена 1 р. 90 к.

Издательство «Энергия», 113114, Москва, М-114, Школьная наб., 10

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 113114, Москва, М-114, Школьная наб., 10

В 1981 году в издательстве «Энергия» выйдут следующие книги:

Справочник монтажника тепловых электростанций: Организация монтажных работ /Под ред. В. П. Банника и Д. Я. Винницкого. — 2-е изд., перераб. — 51,5 л. — В пер.: 2 р. 80 к.

Содержит основные сведения по организации монтажа паровых котлов, паровых турбин, реакторного и вспомогательного оборудования, трубопроводов, сварочных, пусконаладочных работ, сведения о монтажных механизмах, инструментах, приспособлениях и материалах для производства работ, основные характеристики тепломеханического оборудования, технико-экономические показатели и сметные данные. Первое издание вышло в 1971 г. Второе издание переработано с учетом изменения номенклатуры оборудования и технической документации и дополнено сведениями об АЭС.

Для инженерно-технических работников, специализирующихся в области монтажа и ремонта тепломеханического оборудования, а также для проектировщиков и эксплуатационников.

Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ /Под ред. Ю. Ф. Косяка. — 1981. — 33 л. — В пер.: 2 р. 10 к.

Предлагаемая книга продолжает серию книг о мощных советских турбоагрегатах, выпускаемую издательством. Рассмотрены конструкции турбины К-300-240 и отдельных ее элементов, система регулирования и конструкции отдельных регулирующих устройств, пусковая и тепловая схемы блока, конструкция конденсатора, компонента турбоустановки, режимные особенности турбоагрегата. Описан опыт монтажа, наладки и эксплуатации турбоустановки.

Для инженерно-технических работников электростанций, проектных, конструкторских, наладочных и ремонтных организаций.

Трухний А. Д., Лосев С. М. Стационарные паровые турбины. — 1981. — 51,5 л. — В пер.: 3 р. 10 к.

Рассмотрены основы теории паровых турбин, описаны различные конструкции мощных советских турбин. Особенностью книги является детальное и полное изложение всего комплекса вопросов эксплуатации турбин и конденсационных установок, обслуживания и останова, устранения неполадок, ликвидации и предупреждения аварий. Обилие схем и чертежей помогает читателю составить ясное представление о работе отдельных элементов турбины и их взаимодействии.

Для среднего технического персонала, занятого на эксплуатации паротурбинных установок электростанций и промышленных предприятий, может быть использована также в учебном процессе преподавателями и учащимися техникумов и профессионально-технических училищ.

Энгель-Крон И. В. Ремонт паровых турбин. — 1981. — 16,5 л. — В пер.: 95 к.

Кратко описаны назначение и устройство деталей и узлов турбины и вспомогательного оборудования турбоустановки. Рассмотрены неполадки и повреждения наиболее часто возникающие в процессе. Изложены вопросы организации ремонта турбин энергетических блоков. Подробно описаны технологии и рабочие приемы производства ремонтных работ. Приведены основные сведения об экономике энергоремонта производства.

Является пособием для повышения квалификации слесарей 4—6-го разрядов, специализирующихся по ремонту паровых турбин.

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ЭНЕРГИЯ»

Имеются в продаже

Сазанов Б. В. Тепловые электрические станции: Учеб. пособие для учащихся техникумов теплоэнергетических специальностей. — 1974. — 224 с., ил. — В пер.: 78 к.

Учебное пособие содержит сведения о типах промышленных тепловых электрических станций, их общих характеристиках, принципах работы, схемах и основных показателях. Описаны отдельные элементы тепловых схем и способы расчета схем в целом. Приведены данные о выборе и расчете основного и вспомогательного оборудования электростанций и их компонентов. Большое внимание уделено технико-экономическому обоснованию выбора состава оборудования и режима его работы.

Адрес магазина: 103031, Москва, К-31, Петровка, 15. Магазин № 8 «Техника», отдел «Книга—почтой».

Левин И. М., Боткачик И. А. Эксплуатация тягодутьевых машин тепловых электростанций. — 1977. — 272 с., ил. — В пер.: 1 р. 70 к.

В книге приведены основные сведения по аэродинамическим расчетам и принципам подбора тягодутьевых машин, изложены вопросы эксплуатации, включающие в себя выбор, монтаж, уход, ремонт и реконструкцию тягодутьевых машин на тепловых электростанциях; рассмотрены условия работы тягодутьевых машин различного назначения, а также типы электропривода и вопросы экономики при эксплуатации.

Адрес магазина: 121098, Москва, Г-96, ул. Василисы Кожаной, 10. Магазин № 170, отдел «Книга—почтой».